

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***ANÁLISE COMPARATIVA DE MECANISMOS DE COMPRESSÃO PARA
APLICAÇÃO EM REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA***

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALBERTO RÉGIO GOMES

Florianópolis, novembro de 2006.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

***ANÁLISE COMPARATIVA DE MECANISMOS DE COMPRESSÃO PARA
APLICAÇÃO EM REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICA***

ALBERTO RÉGIO GOMES

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas**

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. César José Deschamps - Orientador

Prof. Fernando Cabral - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Alvaro Toubes Prata - Presidente

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto

Prof. Jader Riso Barbosa Junior

***“Tudo que está no plano da realidade
já foi sonho um dia.”***

Leonardo da Vinci

Aos meus pais, **Olivério e Denise**,
e aos meus irmãos, **Alexandre e Dehã**,
pela presença e pelos grandes ensinamentos.

A **Lari**, pelo
carinho e presença.

AGRADECIMENTOS

A CAPES e a Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, pelo financiamento deste trabalho;

Ao professor César José Deschamps, pela competente orientação e dedicação, cuja contribuição com certeza transcende este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos grandes amigos Allan, Gustavo, Felipe e Chieh, pelos ensinamentos, amizade e grandes momentos de alegria;

Aos colegas do POLO Evandro, Kremer, Moisés, Juliano, pela amizade, discussões e conhecimentos compartilhados, e a Isabel, Diego e Fabiano pela contribuição direta na realização deste trabalho;

A todos demais professores e integrantes do POLO pela companhia;

Aos Eng. Fabrício, Anfilófilo, Eng. Wilfred, Eng. Ribas, Eng. Fabian, Eng. Rinaldo Dietmar e a todos da Whirlpool S.A. – Unidade Embraco pelas discussões e conhecimentos compartilhados ao longo deste trabalho.

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A todos aqueles que ajudaram na motivação, discussões e entusiasmos ao longo desta importante fase de minha vida.

LISTA DE SÍMBOLOS	viii
RESUMO	xiv
ABSTRACT	xv
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. Mecanismos de Compressão	2
1.2. Objetivos	11
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
2.1. Compressor Alternativo	12
2.2. Compressor de Pistão Rolante.....	14
2.3. Compressor de Espirais (<i>Scroll</i>).....	16
2.4. Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão	18
2.5. Escopo do Trabalho	18
CAPÍTULO 3 - MODELOS MATEMÁTICOS	20
3.1. Modelagem Matemática do Compressor Alternativo.....	21
3.1.1. Volume da câmara de compressão.....	21
3.1.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante	23
3.1.3. Dinâmica das válvulas	27
3.1.4. Fluxo de massa através das válvulas.....	28
3.1.5. Fluxo de massa pela folga entre pistão e cilindro	30
3.2. Modelagem Matemática do Compressor de Pistão Rolante	31
3.2.1. Volumes das câmaras de sucção e de compressão.....	32
3.2.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante	35
3.2.3. Dinâmica das válvulas	38
3.2.4. Fluxo de massa através do orifício de sucção e da válvula de descarga	38

3.2.5. Fluxo de massa através da folga mínima	38
3.2.6. Fluxo de massa através das folgas laterais da palheta.....	39
3.2.7. Fluxo de massa através da folga de superfície do pistão rolante.....	41
3.2.8. Fluxo de massa através da palheta entre as câmaras	42
3.3. Modelagem Matemática do Compressor de Espirais (<i>Scroll</i>).....	43
3.3.1. Volume das câmaras de compressão.....	44
3.3.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante	47
3.3.3. Dinâmica das válvulas	50
3.3.4. Fluxo de massa através da válvula de descarga	50
3.3.5. Fluxo de massa através da folga de topo.....	50
3.3.6. Fluxo de massa através da folga de flanco.....	51
3.4. Avaliação de Desempenho dos Compressores.....	52
3.4.1. Perda de capacidade e eficiência volumétrica.....	54
3.4.2. Perdas de energia e eficiência isentrópica.....	55
3.5. Conclusão.....	57
CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA NUMÉRICA	58

4.1. Considerações Iniciais	58
4.2. Compressor Alternativo	59
4.3. Compressor de Pistão Rolante.....	63
4.4. Compressor de Espirais (<i>Scroll</i>).....	69
4.5. Validação.....	74
4.6. Procedimentos de Otimização	77
4.6.1. Introdução	78
4.6.2. Algoritmos de otimização	80
4.6.3. Metodologia de otimização adotada.....	87
4.7. Conclusão.....	89

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	91
---	-----------

5.1. Considerações Iniciais	91
-----------------------------------	----

5.2. Resultados	93
5.2.1. Análise das perdas de capacidade	96
5.2.2. Análise das perdas de energia	101
 CONCLUSÕES GERAIS	 114
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 117

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
a	Raio do círculo de base da curva evolvente	[m]
A_4	Área da região de contato da ponta da palheta com o pistão rolante	[m ²]
A_{ee}	Área efetiva de escoamento através da válvula	[m ²]
A_{ef}	Área efetiva de força sobre a válvula	[m ²]
A_t	Área instantânea de troca de calor	[m ²]
B_b	Espessura da palheta	[m]
C	Dimensão característica do pistão rolante	[m]
C_b	Comprimento da biela	[m]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
COP_{pV}	Coefficiente de performance termodinâmico	[adimensional]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
C_{pms}	Distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS	[m]
C_v	Coefficiente de amortecimento da palheta	[Ns/m]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kgK]
D	Comprimento da palheta no interior do cilindro	[m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	[m]
d_m	Distância entre os eixos da manivela e cilindro	[m]
D_{od}	Diâmetro do orifício de descarga	[m]
D_p	Diâmetro do pistão	[m]
e	Excentricidade	[m]
e	Energia específica do gás	[J/kg]

f	Frequência real de operação do compressor	[Hz]
f_n	Frequência nominal de operação do compressor ou frequência natural da válvula	[Hz]
F_v	Força sobre a palheta devido ao campo de pressões	[N]
\dot{G}_s	Vazão volumétrica	[m³/s]
h	Entalpia específica do gás	[J/kg]
h	Altura das espirais	[m]
H_c	Coeficiente de troca de calor por convecção	[W/mK]
h_c	Altura do cilindro fixo	[m]
h_{des}	Entalpia específica do gás na descarga	[J/kg]
h_{od}	Altura do orifício de descarga	[m]
h_{suc}	Entalpia específica do gás na sucção	[J/kg]
k	Relação de calores específicos	[adimensional]
K	Razão entre os raios do pistão e cilindro	[adimensional]
K_v	Constante elástica da palheta	[N/m]
L	Comprimento de contato pistão / cilindro	[m]
L_b	Comprimento da palheta	[m]
L_o	Comprimento mínimo do contato pistão / cilindro	[m]
\dot{m}	Vazão mássica real bombeada	[kg/s]
\dot{m}_{bc}	Vazão mássica através da folga da palheta da câmara de compressão para a câmara de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{des}	Vazão mássica na descarga	[kg/s]
\dot{m}_{fmin}	Vazão mássica pela folga mínima	[kg/s]
\dot{m}_{fbc}	Vazão mássica do interior da carcaça para a câmara de compressão	[kg/s]
\dot{m}_{fbs}	Vazão mássica do interior da carcaça para a câmara de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{fl}	Vazão mássica através da folga de flanco	[kg/s]
m_i	Massa de gás no interior da câmara de compressão	[kg]
\dot{m}_{pc}	Vazão mássica através do excêntrico para a câmara de compressão	[kg/s]

\dot{m}_{ps}	Vazão mássica através do excêntrico para a câmara de sucção	[kg/s]
\dot{m}_{refsuc}	Vazão mássica por refluxo na sucção	[kg/s]
\dot{m}_{refdes}	Vazão mássica por refluxo na descarga	[kg/s]
\dot{m}_{suc}	Vazão mássica perdida por superaquecimento	[kg/s]
\dot{m}_{sup}	Vazão mássica na sucção	[kg/s]
\dot{m}_{tp}	Vazão mássica através da folga de topo	[kg/s]
m_v	Massa equivalente da válvula	[kg]
\dot{m}_{vaz}	Vazão mássica por vazamento através da folga pistão/cilindro	[kg/s]
N	Frequência de operação	[rpm]
N_{ciclos}	Número de ciclos	[adimensional]
N_{cam}	Número de câmaras de compressão	[adimensional]
p	Pressão absoluta	[Pa]
P	Passo da curva evolvente	[m]
p_{cond}	Pressão de condensação	[Pa]
p_{des}	Pressão absoluta na câmara de descarga	[Pa]
p_{evap}	Pressão de evaporação	[Pa]
p_{suc}	Pressão absoluta na câmara de sucção	[Pa]
\dot{Q}	Troca de calor por convecção	[W]
\dot{Q}_e	Capacidade de refrigeração	[W]
R	Constante do gás	[J/kgK]
r	Direção radial em coordenadas cilíndricas	[m]
r_s	Razão de pressões	[adimensional]
R_b	Raio de curvatura da ponta da palheta	[m]
R_c	Raio interno do cilindro fixo	[m]
R_{cil}	Raio do cilindro	[m]
R_p	Raio do pistão	[m]
R_p	Raio externo do pistão rolante	[m]
R_{pi}	Raio interno do pistão rolante	[m]

sol	Solubilidade de gás refrigerante em óleo lubrificante	[adimensional]
t	Tempo	[s]
t	Espessura das espirais	[m]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C, K]
T_{cil}	Temperatura interna da parede do cilindro	[°C, K]
T_{evap}	Temperatura de evaporação	[°C, K]
T	Temperatura do gás refrigerante	[°C, K]
T_{sub}	Temperatura de subresfriamento	[°C, K]
T_{sup}	Temperatura de superaquecimento	[°C, K]
U	Velocidade da palheta	[m/s]
v	Volume específico do gás	[m ³ /kg]
V	Volume	[m ³]
V	Velocidade	[m/s]
V_4	Volume formado na região de contato da ponta da palheta com o pistão rolante	[m ³]
V_b	Volume ocupado pela palheta no interior do cilindro	[m ³]
V_{cc}	Volume da câmara de compressão	[m ³]
V_{cs}	Volume da câmara de sucção	[m ³]
V_{des}	Volume deslocado	[m ³]
V_m	Volume morto	[m ³]
V_{od}	Volume da região do orifício de descarga	[m ³]
V_p	Velocidade do pistão no interior do cilindro	[m/s]
V_r	Velocidade do gás ao longo da folga pistão / cilindro	[m/s]
\bar{V}_r	Velocidade média do gás na folga pistão / cilindro	[m/s]
V_{rc}	Volume correspondente a área varrida no interior do cilindro dada pelo ângulo θ	[m ³]
V_{res}	Volume residual	[m ³]
V_{rr}	Volume correspondente	[m ³]
V_t	Volume total do cilindro de compressão	[m ³]
\dot{W}_c	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
w_{des}	Trabalho específico na descarga	[J/kg]

\dot{W}_{ef}	Potência efetiva entregue ao gás	[W]
w_{efet}	Trabalho específico efetivo	[J/kg]
\dot{W}_{eixo}	Potência disponível no eixo	[W]
\dot{W}_{ind}	Potência indicada (termodinâmica)	[W]
w_s	Trabalho específico isentrópico	[J/kg]
w_{suc}	Trabalho específico na sucção	[J/kg]
$\dot{W}_{teórica}$	Potência teórica para comprimir o gás	[W]
x_v	Afastamento da palheta	[m]
\dot{x}_v	Velocidade da palheta	[m/s]
\ddot{x}_v	Aceleração da palheta	[m/s ²]
y	Posição instantânea do pistão no interior do cilindro	[m]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
α	Ângulo do início da curva evolvente	[graus, rad]
α_l	Ângulo do arco que forma a ponta da palheta	[graus, rad]
γ	Índice isentrópico	[adimensional]
η_s	Eficiência isentrópica	[adimensional]
η_v	Eficiência volumétrica	[adimensional]
μ	Viscosidade molecular do fluido	[Pa s]
μ_o	Viscosidade do óleo	[Pa s]
Π	Razão de compressão	[adimensional]
ρ	Massa específica do gás	[kg/m ³]
ρ_{ls}	Massa específica do gás na linha de sucção	[kg/m ³]
ρ_o	Massa específica do óleo	[kg/m ³]
ρ_s	Massa específica do gás na sucção	[kg/m ³]
δ_{bc}	Folga entre altura da palheta e cilindro	[m]

δ_f	Folga de flanco	[m]
δ_{fb}	Folga no encaixe entre palheta e cilindro	[m]
δ_{min}	Folga mínima	[m]
δ_p	Folga entre altura do pistão rolante e cilindro	[m]
δ_{pc}	Folga pistão / cilindro	[m]
δ_t	Folga de topo	[m]
θ	Ângulo de giro do motor	[graus, rad]
θ_{des}	Ângulo de descarga	[graus, rad]
θ_{suc}	Ângulo de sucção	[graus, rad]
ω	Velocidade angular do eixo de acionamento	[rad/s]

O presente trabalho apresenta uma análise comparativa do desempenho termodinâmico de compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll* aplicados à refrigeração doméstica. Tais compressores são largamente utilizados pela indústria de refrigeração e vêm atualmente competindo no mercado em diferentes aplicações. A necessidade crescente de produtos com alta eficiência e baixo custo requer o conhecimento pleno das características desses compressores e de oportunidades para suas melhorias.

Os modelos empregados para a simulação dos compressores baseiam-se em uma abordagem integral, resultando em um conjunto de equações diferenciais ordinárias que permitem descrever as variações das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao longo do processo de compressão. Tais equações são resolvidas numericamente através do método de Euler, utilizando uma formulação explícita no tempo. Resultados para a dinâmica de válvulas, vazamentos, pressão e temperatura no processo de compressão são obtidos e empregados para avaliar as perdas termodinâmicas de potência e no fluxo de massa, bem como o coeficiente de desempenho termodinâmico, COP_{PV}, e as eficiências volumétrica e isentrópica.

Os resultados numéricos para o desempenho dos compressores foram validados através da comparação com dados experimentais obtidos em calorímetro, verificando-se uma boa concordância dos resultados para os três compressores analisados. Um outro aspecto importante para a consistência dos resultados e considerado na investigação foi a otimização dos diferentes tipos de compressores em cada condição de refrigeração.

Constatou-se que o compressor alternativo apresenta a melhor eficiência termodinâmica, devido às suas menores perdas nos processos de compressão, sucção e descarga, quando comparado aos demais mecanismos de compressão. Por outro lado, o compressor *scroll* fornece a maior eficiência volumétrica devido a baixas perdas por vazamento e inexistência de efeito negativo do volume morto. O compressor de pistão rolante se mostrou o de menor atratividade, com um desempenho comprometido por níveis elevados de vazamentos, reduzindo drasticamente as suas eficiências volumétrica e isentrópica.

ABSTRACT

The present work presents a comparative analysis of the thermodynamic performance between reciprocating compressor, rolling piston compressor and scroll compressor applied to domestic refrigeration. Such compressors are largely used in refrigeration industry and currently compete in different applications. The increasing need for high efficiency and low cost products requires a deep knowledge of each compressor features as well as the identification of alternatives to improve them.

The models adopted to simulate each compressor are based on an integral formulation, resulting in a set of ordinary differential equations, which are solved using a time explicit Euler method. Results for valve dynamics, refrigerant leakages, pressure and temperature are made available along the compression process and used to assess energy losses and different performance parameters, such as the coefficient of thermodynamic performance, COP_{pV}, the isentropic efficiency and the volumetric efficiency.

The numerical results generated by the models were validated through comparisons with experimental data for each compressor, obtained in a calorimeter experimental facility. Another important aspect considered in the work was the optimization of the compressors in each condition chosen for the analysis.

The reciprocating compressor was seen to return the best coefficient of performance, COP_{pV}, due to its low levels of losses associated to the compression, suction and discharge processes, in comparison to the other two types of compressors. On the other hand, the scroll compressor displayed the best volumetric efficiency due to low levels of leakage and the absence of negative effect caused by the dead volume. The rolling piston compressor was shown to be the least attractive compression technology for domestic refrigeration due to excessive levels of gas leakage, which drastically reduces its isentropic and volumetric efficiencies.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A importância dos sistemas de refrigeração no dia a dia é inegável. Seja no processamento, armazenamento e transporte de alimentos, na climatização de ambientes, em processos industriais e, mais recentemente, em componentes eletrônicos, a refrigeração está sempre presente.

Dentre as diversas aplicações da refrigeração destaca-se a doméstica, representada por refrigeradores residenciais. Tais refrigeradores representam aproximadamente 50% do total de sistemas de refrigeração produzidos atualmente e também uma grande parcela do consumo de energia elétrica residencial.

Com a necessidade crescente de racionalização no consumo de energia e de preservação dos recursos naturais, a indústria de refrigeração doméstica tem o desafio de desenvolver sistemas de alta eficiência, baixo consumo e que não agredam o meio ambiente. A fim de superar este desafio é necessário aperfeiçoar os componentes que compõem um sistema de refrigeração, o que passa pela compreensão detalhada do ciclo de refrigeração e do funcionamento de cada um desses componentes.

Existem diferentes tecnologias de refrigeração, mas a mais empregada utiliza o princípio da compressão de vapor, na qual o efeito de refrigeração é produzido pela retirada de calor do ambiente através da evaporação de um líquido a baixa temperatura e pressão. A partir deste princípio, Perkins propôs o primeiro equipamento de refrigeração em 1834, operando de maneira cíclica.

No dispositivo proposto por Perkins, cujo esquema é ilustrado na Figura 1.1, um fluido volátil, denominado fluido refrigerante, em condições de baixas temperatura e pressão, evapora dentro de um trocador de calor (evaporador) que está em contato térmico com o ambiente ou substância que se deseja resfriar. O fluido, por estar a uma temperatura mais baixa, retira calor do meio, produzindo o efeito de refrigeração desejado. Após passar pelo evaporador, o vapor é admitido e comprimido pelo compressor, elevando sua temperatura e pressão, sendo em seguida descarregado num segundo trocador de calor, denominado condensador. No condensador o fluido entra em contato térmico com o meio externo a uma temperatura mais baixa, rejeitando calor e se condensando. Após sair do condensador, o líquido passa pelo dispositivo de expansão, cuja função é reduzir a pressão de condensação

até a pressão de vaporização, retornando em seguida ao evaporador e iniciando um novo ciclo.

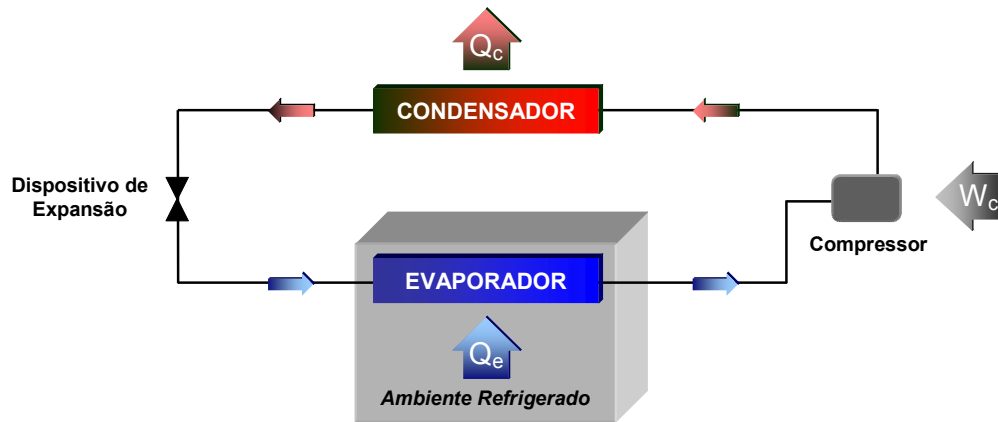


Figura 1.1 – Esquema do sistema de refrigeração por compressão a vapor proposto por Perkins.

No ciclo de refrigeração, o compressor tem um papel de grande importância, pois estabelece o aumento da pressão do fluido refrigerante e fornece a vazão de fluido refrigerante requeridas pelo sistema. A seguir são descritos os principais mecanismos de compressão empregados atualmente nos sistemas de refrigeração por compressão a vapor.

1.1. Mecanismos de Compressão

Os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados em duas classes principais: (i) compressores roto-dinâmicos e (ii) compressores de deslocamento positivo.

Os compressores roto-dinâmicos caracterizam-se por fornecer quantidade de movimento ao fluido refrigerante, através do movimento rotativo de um rotor provido de diversas pás. O fluido, após passar pelo rotor, escoar através de um difusor no qual a quantidade de movimento é convertida em pressão. Isto pode ser feito através de um escoamento axial ou radial. Em refrigeração a grande maioria dos compressores roto-dinâmicos utiliza escoamento radial e são conhecidos como compressores centrífugos.

Nos compressores de deslocamento positivo, a compressão de vapor é efetuada mecanicamente, admitindo-se uma quantidade de gás e comprimindo-o pela diminuição de seu volume até atingir a pressão desejada da linha de descarga. A Figura 1.2 apresenta os principais tipos de compressores de deslocamento positivo, classificados segundo o mecanismo de compressão.

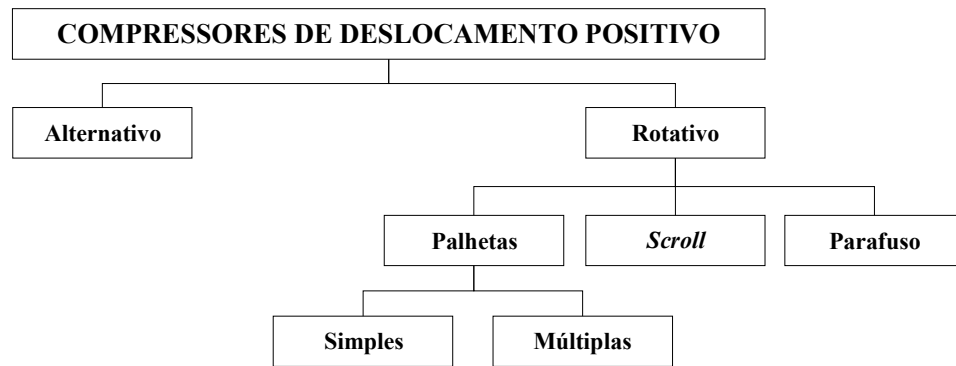


Figura 1.2 – Principais tipos de compressores de deslocamento positivo.

Até meados da década de 1970, os compressores alternativos herméticos e semi-herméticos dominavam a indústria de refrigeração, sendo aplicados desde refrigeradores domésticos até grandes câmaras frigoríficas. Porém, o aumento do preço dos combustíveis e a pressão cada vez maior para o uso racional de energia, estimularam a busca por compressores de alta eficiência. Parâmetros como tamanho, eficiência, custo e produtividade tornaram-se essências no projeto de compressores. Como resultado disso, houve uma grande mudança no projeto dos compressores alternativos e diferentes tecnologias de compressão começaram a ser introduzidas em refrigeração, como por exemplo, os compressores rotativos.

Embora compressores rotativos existissem há muito tempo, os mesmos apresentavam problemas tecnológicos de fabricação e montagem, principalmente com respeito à vedação entre suas partes móveis. Com o rápido desenvolvimento das tecnologias de fabricação nos últimos 30 anos, novos padrões de tolerâncias mínimas foram alcançados. Tolerâncias de forma e de montagem passaram a ser viabilizadas na unidade de micrometro, reduzindo assim também os valores de folgas de forma dramática. Desta forma, a produção em massa de compressores rotativos começou a ser viável, primeiramente para aplicação em condicionamento de ar na década de 1960 e, posteriormente, na década de 1980, em sistemas de refrigeração de médio e grande porte.

Atualmente os compressores rotativos predominam no mercado de condicionamento de ar e são amplamente empregados em sistemas de alta e média capacidade de refrigeração. Mais recentemente com o desenvolvimento de novos materiais e tecnologias de fabricação de alta precisão, alguns destes mecanismos começam a ser avaliados para aplicação em refrigeração doméstica.

O compressor alternativo é composto essencialmente por um pistão que se move alternadamente dentro de um cilindro e válvulas automáticas para permitir a sucção e a descarga do fluido refrigerante (Figura 1.3 (a)). O movimento alternativo é gerado a partir do

movimento rotativo do eixo acoplado ao motor elétrico, o qual é convertido em movimento linear através de um mecanismo biela-manivela. O conjunto formado pelo motor e o mecanismo de compressão é montado no interior de uma carcaça isolada do meio externo, a fim de eliminar a perda de gás refrigerante e reduzir os níveis de ruído acústico. Compressores com este tipo de montagem são usualmente denominados compressores herméticos.

A Figura 1.3 (b) apresenta de maneira idealizada a evolução da pressão e do volume ao longo do processo de compressão em um compressor alternativo. No processo de admissão do fluido refrigerante para o interior do cilindro, o pistão move-se para baixo succionando o gás refrigerante da câmara de sucção através da válvula de sucção, que se abre automaticamente devido à diferença de pressão entre a câmara e o cilindro. A admissão de gás ocorre até o pistão atingir o ponto C, denominado ponto morto inferior (PMI). Em seguida, o pistão inicia seu movimento no sentido oposto e a válvula de sucção é imediatamente fechada, devido ao aumento da pressão no cilindro. A partir deste ponto a pressão no interior do cilindro aumenta continuamente até atingir o valor da pressão na câmara de descarga. A partir desse momento, a válvula de descarga eventualmente se abre, devido à força resultante da diferença de pressão originada entre o cilindro e a câmara de descarga. A abertura da válvula estabelece o processo de descarga, no qual o gás comprimido é liberado para a linha de alta pressão do sistema de refrigeração. Este processo ocorre até o pistão atingir o ponto morto superior (PMS), indicado pela letra A no diagrama da Figura 1.3 (b).

Em princípio, o gás contido dentro do cilindro deveria ser totalmente descarregado. No entanto, a necessidade de prover um espaço para o alojamento das válvulas e para ajustes de montagem do mecanismo, faz com que haja sempre uma quantidade remanescente de gás dentro do cilindro. O volume associado a esta massa de fluido residual é geralmente denominado volume morto (V_m).

Quando o pistão começa o seu movimento descendente a partir do ponto morto superior, o gás existente no volume morto é reexpandido, conforme representado pela linha AB na Figura 1.3 (b), atrasando o ponto em que a pressão no interior do cilindro alcança a pressão da câmara de sucção. Isto faz com haja também um atraso na abertura da válvula de sucção, reduzindo o volume de gás succionado e, assim, deteriorando a eficiência volumétrica do compressor.

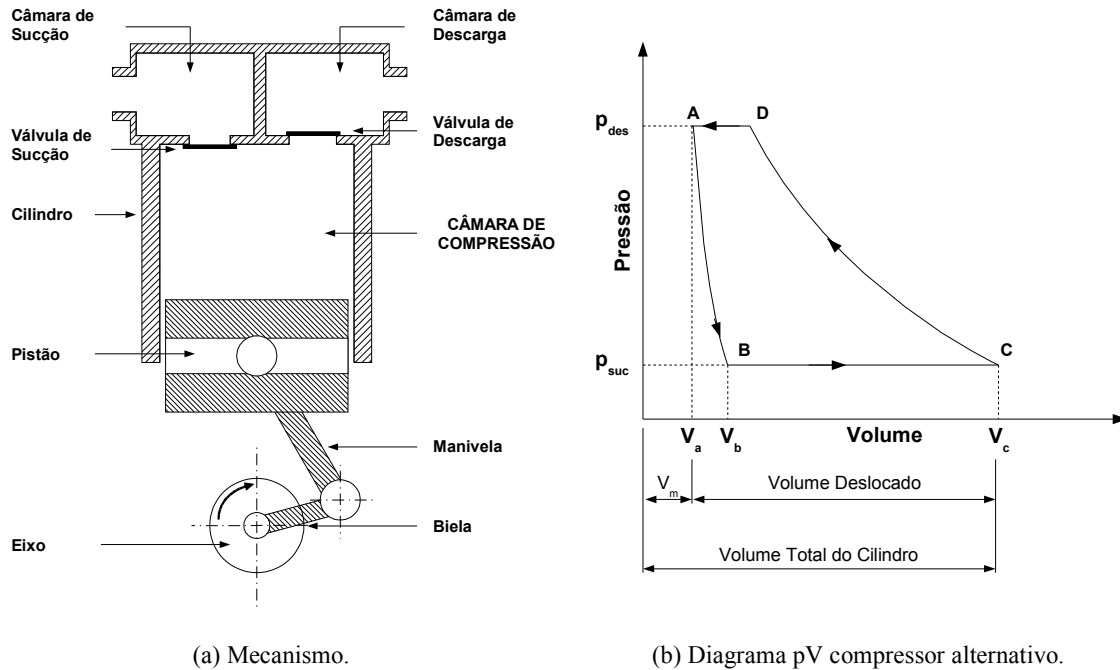


Figura 1.3 – Compressor alternativo.

Os compressores rotativos, por sua vez, utilizam o próprio movimento rotativo para comprimir o gás refrigerante. Porém, semelhante aos compressores alternativos, o conjunto motor e compressor é também montado hermeticamente.

Conforme pode ser observado na Figura 1.4, o compressor de pistão rolante é formado essencialmente por dois cilindros, um fixo e outro móvel. O cilindro móvel, também denominado de pistão rolante, é montado no excêntrico do eixo de acionamento e gira dentro do cilindro fixo. Uma palheta, pressionada por uma mola, é empurrada contra o pistão rolante dividindo o espaço existente entre ambos os cilindros, formando as câmaras de sucção e de compressão. Diferentemente do compressor alternativo, não há a necessidade de uma válvula de sucção, uma vez que as câmaras de sucção e de compressão estão separadas fisicamente.

Na Figura 1.5 pode-se observar a evolução do processo de compressão em um compressor de pistão rolante. Verifica-se na Figura 1.5 (a) que, à medida que o pistão rolante gira, o volume da câmara de sucção aumenta, reduzindo a pressão interna e succionando o gás refrigerante para o interior da câmara. É necessário um giro completo do pistão rolante para que o gás preencha completamente a câmara de sucção. Após o enchimento, o pistão rolante começa o seu segundo giro, comprimindo o gás succionado no ciclo anterior. O processo de descarga do gás ocorre quando a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de descarga é suficiente para a abertura da válvula de descarga. De fato, os processos de sucção e de compressão são realizados de forma simultânea no compressor de pistão rolante, enquanto

uma porção de gás é succionada na câmara de sucção, a massa admitida no ciclo anterior está sendo comprimida na câmara de compressão.

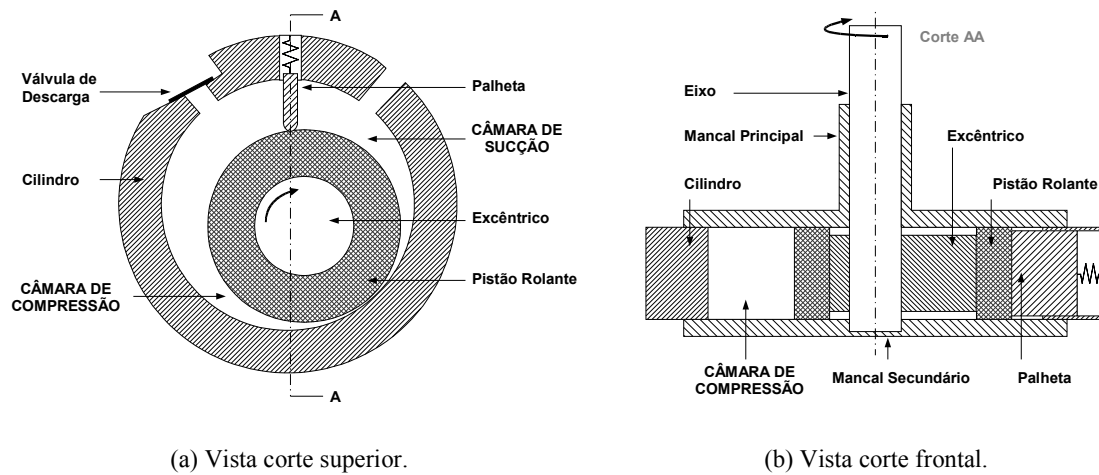


Figura 1.4 – Esquema típico de um compressor de pistão rolante.

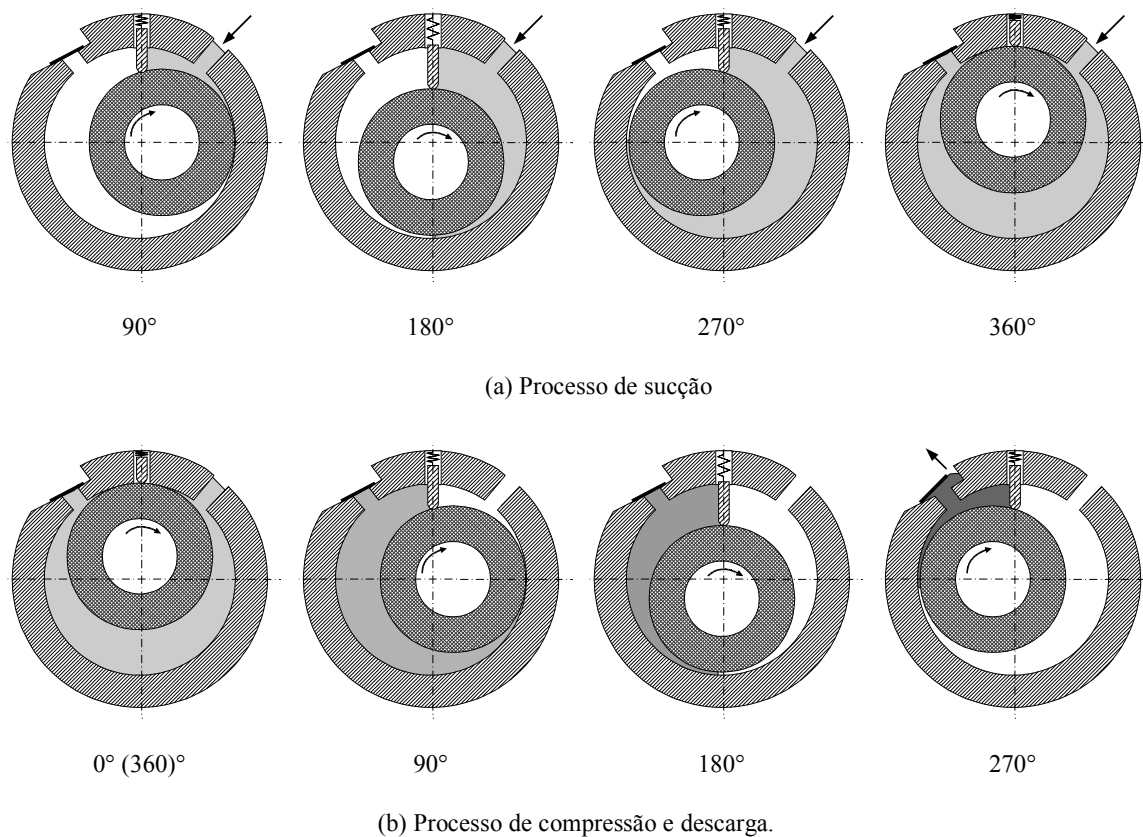


Figura 1.5 – Processo de compressão do compressor de pistão rolante.

O fato dos processos de sucção e compressão ocorrerem simultaneamente em uma mesma revolução do eixo do motor, torna o processo mais contínuo e com menor pulsação,

quando comparado aos compressores alternativos. Diferentemente do compressor alternativo, o interior da carcaça do compressor de pistão rolante é preenchido com gás a alta pressão, a fim de permitir uma melhor vedação das partes móveis. Desta forma, a câmara de sucção do compressor é conectada diretamente à linha de baixa pressão.

A tecnologia de compressão empregada no compressor de espirais (*scroll*) já é conhecida desde o início do século passado, mas somente em meados da década de 1970 este compressor passou a ser produzido em escala industrial. Características positivas tais como baixo ruído, poucas partes móveis e alta eficiência volumétrica, vêm atraindo muita atenção da indústria do setor de refrigeração doméstica e, como consequência, uma série de estudos e desenvolvimentos.

Conforme ilustrado na Figura 1.6, o compressor *scroll* consta de dois elementos em forma de espiral, sendo que um deles é estacionário e o outro gira segundo um movimento orbital ao redor do centro do eixo do motor. As duas espirais são idênticas, mas são montadas com uma diferença de fase de 180° , mantida com o uso de um dispositivo anti-rotação, conhecido por acoplamento de *Oldham*. Devido à geometria e à defasagem das espirais, o contato entre as mesmas durante o movimento se dá de forma pontual. De acordo com o tamanho das espirais podem existir diferentes pontos de contato, formando câmaras de compressão entre cada par de pontos de contato. Assim como no caso do compressor de pistão rolante, não há a necessidade de uma válvula de sucção. Além disto, a válvula de descarga é somente requerida em aplicações com alta razão de pressão, como no caso da refrigeração doméstica. A sua construção é também do tipo hermética, com a sucção sendo conectada na parte inferior da carcaça, enquanto que o orifício de descarga é acoplado na parte superior e este, por sua vez, conectado à linha de descarga.

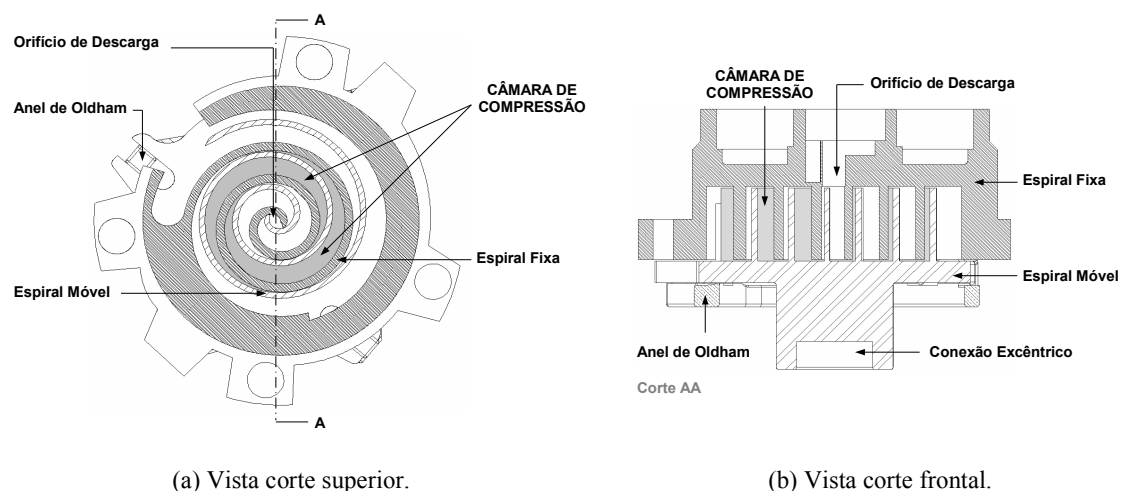


Figura 1.6 – Esquema de um compressor *scroll*.

O processo de compressão no compressor *scroll* compreende diversas etapas, algumas das quais descritas na Figura 1.7. Conforme pode ser observado, inicialmente surge uma região de sucção na parte externa das espirais, indicada na Figura 1.7 (a) pela região marcada na cor cinza. Conforme a espiral móvel se desloca, a posição desta região vai sendo alterada de forma gradativa até que ocorra o contato da extremidade de uma espira contra a outra. Neste instante o gás fica aprisionado entre as espirais, formando a primeira câmara de compressão (Figura 1.7 (b)). À medida que a espiral móvel continua o seu movimento, o gás aprisionado vai sendo transportado para a região central do compressor, sendo comprimido através da redução do volume do gás succionado. Ao final do processo de compressão, o gás é descarregado no centro das espirais, através do orifício de descarga (Figura 1.7 (f)). Deve ser observado que durante a operação do compressor, as câmaras de compressão estão sempre preenchidas e a compressão ocorre desta maneira de forma contínua (Figura 1.7 (g)).

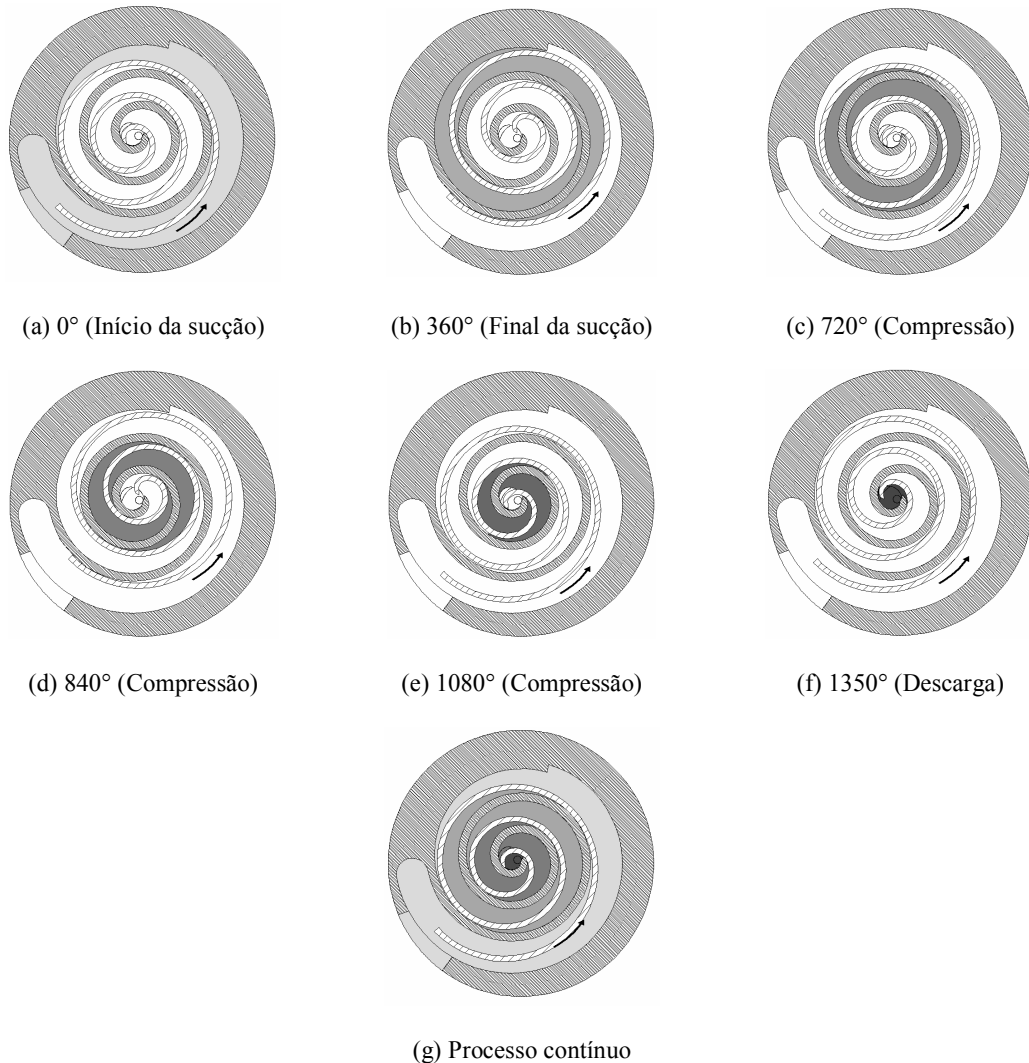


Figura 1.7 – Processo de compressão do compressor *scroll*.

Após a descrição dos três compressores é importante entender como estes mecanismos são avaliados quanto à sua performance e quais são as suas principais fontes de ineficiência. Para isto, são descritos a seguir alguns dos principais parâmetros utilizados na avaliação de compressores.

O desempenho dos compressores é usualmente analisado com referência ao coeficiente de performance (COP), definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_e é o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador (capacidade de refrigeração do sistema), e \dot{W}_c é a potência elétrica consumida pelo compressor. A capacidade de refrigeração \dot{Q}_e pode ser calculada como:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \Delta h \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão de massa bombeada pelo compressor, e Δh é a variação de entalpia do fluido refrigerante no evaporador, a qual depende da condição de operação do sistema de refrigeração. A avaliação do COP em compressores é realizada para condições de sistemas padronizadas. Desta forma, é possível a comparação entre os diferentes mecanismos de compressão, sem a introdução do efeito dos demais componentes do sistema de refrigeração.

Ussyk (1984) descreve detalhadamente as principais perdas em eficiência de um compressor alternativo de refrigeração doméstica, classificando-as em duas categorias: perdas de energia e perdas no fluxo de massa.

As perdas no fluxo de massa apresentam-se na forma de uma redução de capacidade do compressor, sendo devido aos seguintes principais fatores de influência: volume morto, vazamentos através da folga entre pistão e cilindro, refluxo em válvulas, aquecimento do gás de sucção, mistura do óleo lubrificante com o fluido refrigerante e restrições ao escoamento através das válvulas.

A Figura 1.8 apresenta um fluxo de energia no compressor, bem como as principais perdas de energia. Da potência elétrica total consumida (\dot{W}_c), parte é entregue ao eixo e parte é dissipada no motor elétrico, devido principalmente ao aquecimento, correntes parasitas e histerese. Da potência disponível no eixo (\dot{W}_{eixo}) uma parcela é perdida no mecanismo pela

ação de fricção nos componentes de transmissão mecânica, esta parcela é denominada perda mecânica.

Descontando as perdas elétricas e mecânicas, tem-se a potência real entregue ao fluido refrigerante, denominada de potência indicada (\dot{W}_{ind}). Grande parte desta energia é utilizada para comprimir o fluido refrigerante da pressão de sucção até a pressão de descarga, sendo denominada potência efetiva (\dot{W}_{ef}). O restante da energia é perdido nos sistemas de sucção e descarga, devido a perdas de carga geradas pelas restrições (válvulas e orifícios) em ambos os sistemas.

Segundo Pandeya e Soedel (1978) os processos ideais de compressão e reexpansão em compressores são assumidos como adiabáticos, obtendo-se desta forma a potência teórica necessária para comprimir o gás ($\dot{W}_{teórica}$). Da potência efetiva realmente despendida, grande parte é utilizada na compressão do fluido refrigerante. Porém, como os processos de compressão e reexpansão não são adiabáticos, ocorrem perdas devido à transferência de calor entre o fluido refrigerante e as paredes da câmara de compressão, além das irreversibilidades associadas ao próprio ciclo. Todas as perdas inerentes ao processo de compressão (perdas nos sistemas de sucção e descarga e na compressão) são denominadas perdas termodinâmicas.

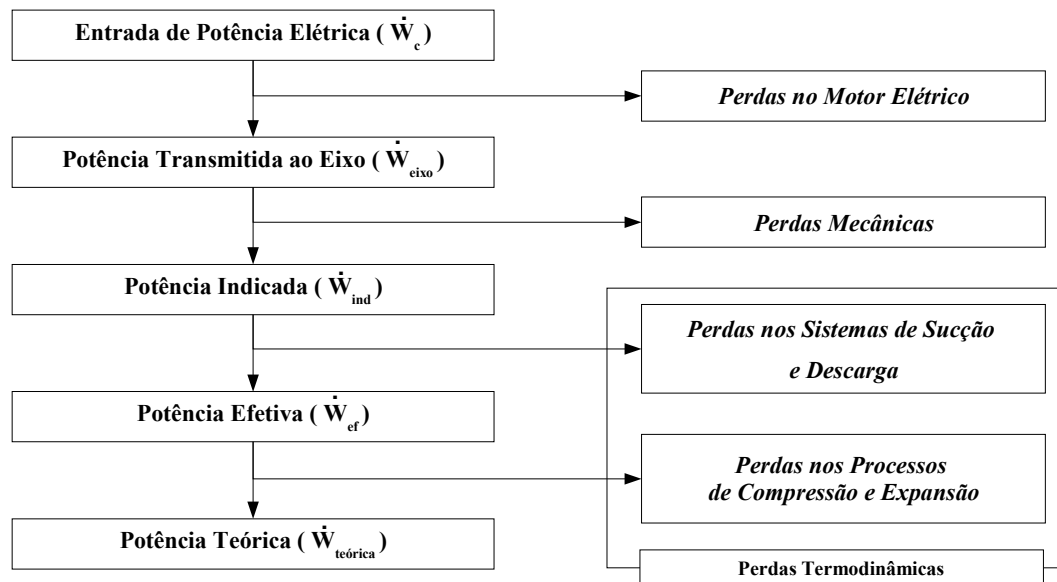


Figura 1.8 – Fluxo de perda de energia em um compressor – Ussyk (1984).

As perdas termodinâmicas são as de maior magnitude em compressores, representando de 60 a 75 % da potência total consumida, de acordo com o mecanismo de compressão. É

comum na análise de compressores de refrigeração o uso de um coeficiente de performance termodinâmico (COPpV) para avaliar somente as perdas termodinâmicas, e é definido como:

$$COPpV = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.3)$$

O emprego da relação (1.3) permite a comparação direta do desempenho termodinâmico de diferentes mecanismos de compressão.

Como já citado anteriormente, em refrigeração doméstica, o desempenho aliado ao baixo custo de fabricação é essencial para o sucesso comercial de um determinado compressor. Deste modo, a determinação do melhor mecanismo para cada uma das aplicações é fundamental para as empresas de compressores. No desenvolvimento do projeto de um compressor, o COPpV é utilizado nas fases iniciais para avaliar as melhores tecnologias de compressão a serem empregadas. Além disto, o COPpV auxilia também na definição preliminar da geometria da câmara de compressão e dos sistemas auxiliares, tais como válvulas, a partir da qual se pode iniciar os dimensionamentos do mecanismo de transmissão e do motor elétrico.

1.2. Objetivos

Dada a importância dos compressores alternativos para a refrigeração doméstica e, mais recentemente, com os grandes avanços tecnológicos dos compressores rotativos de pistão rolante e *scroll*, o entendimento e o desenvolvimento detalhados dos mesmos se tornam essenciais para a indústria de refrigeração. Dentro deste contexto, o presente trabalho objetiva elaborar uma análise termodinâmica comparativa desses mecanismos de compressão aplicados à refrigeração doméstica, auxiliando no projeto e no desenvolvimento destes compressores. Além disto, a presente análise indica também os pontos críticos para a aplicação de cada um desses compressores, permitindo que se identifiquem os desenvolvimentos tecnológicos necessários para torná-los competitivos.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vários trabalhos têm sido desenvolvidos ao longo dos anos para a análise dos diversos mecanismos de compressão, utilizando enfoques experimental, analítico e numérico. Dentro deste conjunto de trabalhos, podem ser encontradas muitas análises de compressores alternativos, de pistão rolante e *scroll*. Nas próximas seções são revisados alguns dos trabalhos mais relevantes sobre os três mecanismos supracitados, bem como algumas análises comparativas dos mesmos.

2.1. Compressor Alternativo

A partir do trabalho de Soedel (1974), Ussyk (1984) desenvolveu uma metodologia de simulação numérica para representar as características de funcionamento de um compressor hermético alternativo, empregando uma formulação integral para a variação das propriedades no interior da câmara de compressão. O processo de compressão do fluido refrigerante é modelado segundo um processo politrópico, considerando o comportamento de gás real para a determinação da temperatura. O fluxo de massa através das válvulas de sucção e de descarga é obtido com referência à vazão do escoamento compressível isentrópico em bocais. As palhetas empregadas nas válvulas são consideradas como lâminas flexíveis engastadas, com os seus movimentos dados por superposições de modos de vibrações livres. Finalmente, o modelo também considera o vazamento de fluido refrigerante através da folga entre o pistão e o cilindro. Os resultados das simulações para a pressão do gás no interior do cilindro e movimentos das palhetas comparados com resultados experimentais são satisfatórios. Entretanto, a utilização de um expoente politrópico e a necessidade de diversos parâmetros experimentais nos modelos são limitações relevantes da metodologia.

Prata *et al.* (1992) implementaram um modelo para a análise térmica de um compressor alternativo, a partir de um balanço de energia em diferentes componentes do compressor. Para a obtenção das propriedades do fluido refrigerante dentro do cilindro, utilizaram uma formulação integral da primeira lei da termodinâmica, incluindo variações temporais de massa e energia. As temperaturas do fluido na câmara de sucção, na câmara de descarga, no filtro da descarga e no ambiente interno do compressor, bem como nas paredes do cilindro e da carcaça do compressor, foram obtidas através de um balanço de energia em

regime permanente para várias posições dentro do compressor. Neste balanço, os coeficientes globais de transferência de calor em cada componente do compressor foram determinados experimentalmente, com exceção do coeficiente de transferência de calor entre o refrigerante e as paredes do cilindro, o qual foi obtido com o emprego de correlações disponíveis na literatura. Para o cálculo dos fluxos de massa nas válvulas de sucção e de descarga, e através da folga entre o pistão e o cilindro, Prata *et al.* (1992) utilizaram as mesmas rotinas empregadas por Ussyk (1984). O modelo foi aplicado na análise térmica de um compressor de refrigeração doméstica e os resultados para temperaturas nos componentes do compressor, coeficiente de performance do compressor e fluxo de massa através de válvulas foram comparados com dados experimentais, indicando que os principais efeitos térmicos sobre o desempenho do compressor foram representados de forma satisfatória.

Com relação ao comportamento dinâmico das válvulas de compressores, Matos (2002) apresentou um modelo numérico bidimensional para a válvula de descarga considerando os efeitos de turbulência e compressibilidade. Para tanto, o autor empregou uma metodologia de volumes finitos para obtenção da solução do escoamento através da válvula e um modelo com um grau de liberdade para representar a dinâmica da mesma. Vários resultados do campo de pressão através das válvulas foram obtidos e comparados com dados experimentais, mostrando boa concordância e representando de forma mais precisa diversos fenômenos inerentes ao sistema de descarga, quando comparados aos resultados de Ussyk (1984).

Mais recentemente, Pereira (2006) apresentou uma formulação diferencial para a análise dos sistemas de válvulas em compressores alternativos. No modelo desenvolvido, através da metodologia de volumes finitos, o escoamento através dos sistemas de sucção e de descarga foi resolvido, com a dinâmica das válvulas sendo representada através de um modelo massa-mola amortecido com um grau de liberdade. O movimento alternativo do pistão foi também incluído no modelo, de tal forma que o ciclo completo de operação pôde ser avaliado. Modelos bidimensionais foram utilizados previamente para analisar de forma independente os sistemas de sucção e descarga. Posteriormente, modelos tridimensionais foram adotados para a simulação de geometrias reais de compressores, incluindo todos os detalhes de filtros de sucção e de descarga, bem como da placa de válvulas. O trabalho analisou as parcelas de consumo pertinentes a cada um dos componentes do compressor e propõe novas concepções para os sistemas de descarga.

Dentre os estudos voltados à análise da dinâmica e perdas mecânicas em compressores alternativos destaca-se o trabalho de Wisbeck (2000), no qual foi realizada uma modelagem de mancais radiais acoplados e sujeitos a carregamentos dinâmicos. O modelo utilizado

considera o acoplamento entre dois mancais radiais sobre um mesmo eixo, levando em consideração os deslocamentos e desalinhamentos radiais, incluindo também o atrito sólido e o desgaste. A equação de Reynolds governante do problema de lubrificação foi resolvida através de uma metodologia de volume finitos. A metodologia desenvolvida mostrou ser capaz de prever a órbita dos mancais, o consumo de energia por atritos sólido e viscoso, a vazão lateral de óleo, a espessura mínima de filme de óleo e o desgaste, mostrando ser assim uma importante ferramenta para o projeto e o desenvolvimento de mancais radiais.

2.2. Compressor de Pistão Rolante

Uma característica muito importante para o desempenho do compressor de pistão rolante é o vazamento de fluido refrigerante, através das diversas folgas de suas peças móveis, durante o processo de compressão. O ponto de vazamento de maior relevância ocorre entre as câmaras de compressão e de sucção, na folga radial formada entre as paredes do cilindro e do pistão rolante, denominada de folga mínima. Costa *et al.* (1990) propuseram um modelo para estimar a vazão de fluido refrigerante na folga mínima, considerando a hipótese de escoamento incompressível de óleo puro. A estimativa do vazamento de fluido refrigerante é obtida através da solubilidade do fluido refrigerante no óleo para a condição de equilíbrio. Além do modelo de vazamento, uma outra grande contribuição de Costa *et al.* (1990) foi a apresentação de uma visualização experimental do vazamento, na qual se observaram a presença de bolhas de fluido refrigerante junto à folga mínima. Deste modo, concluíram que uma análise mais detalhada, incluindo a modelação do escoamento bifásico na folga, seria de grande importância para a compreensão e previsão precisa do vazamento.

Padhy e Dwivedi (1994) apresentaram uma metodologia de simulação de compressores de pistão rolante, baseada em balanços de energia e de massa, propondo uma correlação para a transferência de calor entre o fluido refrigerante e as paredes sólidas do compressor. Os coeficientes de transferência de calor, avaliados através de relações semi-empíricas, foram adaptados para cada parte do compressor. Modelos foram também utilizados para avaliar as perdas elétricas, consideradas como fontes de calor no balanço de energia, e as perdas por fricção em partes móveis. Resultados próximos a dados experimentais foram observados para a temperatura em diferentes pontos do compressor, a transferência de calor entre os componentes e a perda mecânica.

Puff e Souza (1994) desenvolveram um código computacional para a simulação do funcionamento de compressores de pistão rolante, incluindo a modelagem do processo de compressão, das perdas mecânicas e da dinâmica do mecanismo. O código fornece opções

para a modelação do processo de compressão (politrópico ou primeira lei da termodinâmica), para o fluido refrigerante (gás ideal ou gás real) e para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Os autores realizaram também ensaios experimentais para a determinação da eficiência e do perfil térmico de um compressor de pistão rolante para a validação da metodologia de simulação. Os resultados numéricos demonstraram boa concordância com os dados experimentais, indicando que o código pode ser adotado para o estudo e o projeto de compressores de pistão rolante. O código de Puff e Souza (1994) é adotado neste trabalho para a simulação do compressor de pistão rolante. O detalhamento de cada um dos modelos que compõem a metodologia serão apresentados nos próximos capítulos.

Gasche (1996) realizou uma análise detalhada do vazamento pela folga mínima, descrevendo diversos modelos da literatura e apresentando uma proposta que leva em consideração a presença do escoamento bifásico. Esse trabalho é uma fonte de referência importante para a compreensão dos fenômenos envolvidos no vazamento pela folga mínima de compressores de pistão rolante.

Ooi e Wong (1997) apresentaram uma análise de potências termodinâmica e mecânica associadas a um compressor de pistão rolante de refrigeração doméstica, considerando os fluidos refrigerantes R12 e R134a. Um modelo analítico foi empregado para o cálculo do processo de compressão e de perdas mecânicas, com uma equação para gás real usada para avaliar as mudanças do estado termodinâmico do fluido refrigerante. Um dado relevante apresentado no trabalho é o percentual correspondente às perdas mecânica e termodinâmica, conforme ilustrado na Tabela 2.1 para os dois fluidos refrigerantes em análise. Observa-se que as perdas mecânicas são significativas no desempenho deste tipo de compressor. Os resultados numéricos foram comparados com dados experimentais e o erro máximo encontrado foi de aproximadamente 10 %.

Tabela 2.1 – Distribuição de perdas mecânicas e termodinâmicas em um compressor de pistão rolante, (Ooi e Wong, 1997).

Descrição das Perdas	R12	R134a
Potência Indicada / Potência de Eixo [%]	85,9	84,8
Perda Mecânica / Potência de Eixo [%]	14,1	15,2

2.3. Compressor de Espirais (*Scroll*)

Morishita *et al.* (1984) desenvolveram um modelo analítico para o funcionamento do compressor *scroll*, introduzindo os principais parâmetros geométricos das espirais na caracterização das câmaras de compressão. Os autores consideraram o volume deslocado como um dado de entrada e a variação da pressão ao longo das câmaras foi estimado através de um processo politrópico. Através da estimativa para a pressão do fluido refrigerante durante a compressão, as forças tangenciais, radiais e axiais foram calculadas. Equações de movimento para a espiral móvel juntamente com o acoplamento de *Oldham* foram definidas e, ao final, modelo simplificado para descrever a dinâmica do mecanismo e a evolução da pressão ao longo do processo foi obtido.

Hayano *et al.* (1988) desenvolveram modelos para calcular as perdas por fricção entre as partes móveis lubrificadas de um compressor *scroll*, fornecendo resultados em concordância satisfatória com dados experimentais. Uma análise de perdas por atrito indicou que as maiores perdas ocorrem nos mancais primário e secundário e entre as espirais, sendo que as perdas por atrito entre as espirais corresponderam a 15 % das perdas totais por fricção. Os autores fizeram também um levantamento experimental das principais perdas no compressor *scroll*, resumido na Tabela 2.2, observando que as perdas por atrito, vazamento e superaquecimento são importantes neste tipo de compressor.

Tabela 2.2 – Inventário de perdas para um compressor *scroll*, dados de Hayano *et al.* (1988).

Descrição das Perdas	Potência / Potência Total Consumida [%]
Potência efetiva	63,2
Perdas por sobrepressão na descarga	1,1
Perdas por vazamento e superaquecimento	15,0
Perdas por fricção	7,7
Perdas no motor elétrico	13,0

Puff e Krueger (1992) desenvolveram uma metodologia para a simulação de compressores do tipo *scroll* e analisaram a influência de parâmetros, tais como número de câmaras de compressão e folgas entre as espirais, sobre a eficiência do compressor. As simulações foram realizadas para a aplicação em condicionamento de ar e os resultados mostraram as seguintes tendências:

- i. O aumento do número de volumes de compressão, com o volume deslocado mantido constante, provoca uma queda da eficiência termodinâmica. Isto ocorre porque o gás atinge a pressão de descarga antes de alcançar o orifício de descarga, aumentando a perda por sobrepressão. Por outro lado, as perdas mecânica e mássica mantiveram-se praticamente constantes;
- ii. Mantendo os demais parâmetros fixos e aumentando as folgas entre as espirais acarretou em maiores níveis de vazamento entre as diversas câmaras, como já era esperado. O maior vazamento reduz tanto a eficiência mássica quanto a eficiência termodinâmica, esta última devido à energia adicional requerida para comprimir novamente a massa que vazou de uma câmara para outra;
- iii. Através da variação dos principais parâmetros construtivos do compressor, de modo a manter o mesmo volume deslocado, verificou-se que existe um ponto de ótimo para a geometria das espirais em relação à eficiência do compressor. Por exemplo, para pequenos diâmetros das espirais é necessário um aumento considerável da altura das mesmas, disto resultam elevadas perdas por vazamento, que reduzem a eficiência volumétrica. Por outro lado, alturas demasiadamente pequenas geram valores elevados para os diâmetros das espirais e, conseqüentemente, altas excentricidades, que aumentam as perdas mecânicas.

Neste trabalho, a metodologia desenvolvida por Puff e Krueger (1992) é usada como base para a simulação do compressor *scroll*. Maiores detalhes dos modelos incluídos na metodologia são fornecidos nos próximos capítulos.

Groll *et al.* (2002) apresentam uma descrição detalhada dos principais modelos matemáticos necessários para caracterizar o processo de compressão de um compressor *scroll*. Além disso, os autores realizaram um análise térmica do compressor a partir da primeira lei da termodinâmica, calculando instantaneamente o estado do fluido refrigerante ao longo do movimento da espiral móvel. Os processos associados à sucção e à descarga, vazamentos, transferência de calor em cada câmara foram identificados e modelados durante todo o processo de compressão. O trabalho de Groll *et al.* (2002) é uma fonte importante para a compreensão e análise do funcionamento de compressores do tipo *scroll*.

2.4. Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão

Ozu e Itami (1981) apresentaram um estudo teórico e experimental de compressores de pistão rolante e alternativo aplicados ao condicionamento de ar, realizando uma comparação entre as suas eficiências. O compressor de pistão rolante apresentou perda mecânica mais elevada, no entanto, deixou evidente duas características positivas: eficiência volumétrica mais elevada, perdas menores em válvulas. De fato, como os processos de sucção, compressão e descarga são realizados simultaneamente, a velocidade do gás nas válvulas cai aproximadamente pela metade. Mesmo com perdas por fricção mais elevadas, o compressor de pistão rolante apresentou uma eficiência maior do que a do compressor alternativo.

Collings *et al.* (2002) realizaram um estudo comparativo entre os compressores *scroll*, alternativo e de pistão rolante, utilizando o CO₂ como fluido refrigerante. No trabalho foram analisados vazamentos, superaquecimento e torque. Um grande potencial para a vedação de vazamentos foi observado para os compressores *scroll* e alternativo, mas neste último foi verificado picos elevados de torque. Os autores concluíram que, para o uso do CO₂ como fluido refrigerante, não existe uma tecnologia que seja mais eficiente nos três aspectos analisados.

2.5. Escopo do Trabalho

Como pode ser observado da revisão bibliográfica, a maioria dos trabalhos disponíveis na literatura considera a análise de compressores de forma isolada, com muito poucas análises comparativas. Mesmo para os estudos comparativos encontrados, não há uma análise para capacidades de refrigeração doméstica. Além disto, os trabalhos que consideram os compressores alternativo, *scroll* e de pistão rolante, não fornecem uma análise detalhada de perdas termodinâmicas. Na maioria dos casos, as principais características de cada mecanismo são levantadas experimentalmente e, então, extrapoladas de forma qualitativa para a condição que se deseja analisar junto às demais tecnologias.

Em função do exposto acima, o presente trabalho tem os seguintes objetivos específicos:

- i. Analisar e implementar modelos termodinâmicos para a simulação de compressores alternativo, *scroll* e de pistão rolante;

- ii. Desenvolver uma estratégia para a análise comparativa do desempenho termodinâmico de compressores;
- iii. Fornecer uma análise crítica sobre o desempenho termodinâmico dos compressores alternativo, *scroll* e de pistão rolante na faixa de capacidade da refrigeração doméstica.

CAPÍTULO 3 - MODELOS MATEMÁTICOS

O processo de compressão em um compressor de deslocamento positivo pode ser descrito por vários fenômenos interagindo simultaneamente num curto período de tempo. Os modelos matemáticos têm por objetivo descrever estes fenômenos, de tal maneira que a simulação possa retratar fielmente o ciclo de operação do compressor.

Soedel (1974) descrevem uma metodologia integral generalizada para a simulação de compressores de deslocamento positivo e demonstram que os fenômenos que ocorrem durante a operação desses mecanismos podem ser descritos pelo acoplamento de quatro conjuntos de equações:

- i. Equações que descrevem as variações geométricas em função do ângulo de giro do eixo do motor, tais como: variação do volume das câmaras de compressão, movimento das partes móveis inerentes à bomba de compressão e outras informações pertinentes à geometria do compressor;
- ii. Equações termodinâmicas que descrevem a variação da pressão e da temperatura durante o processo de compressão e expansão do fluido refrigerante nas câmaras de compressão;
- iii. Equações para a avaliação de fluxos de massa durante o processo, incluindo vazamentos.
- iv. Equações para a dinâmica dos sistemas de válvulas e que definem a aceleração, velocidade e deslocamento das mesmas em cada instante de tempo;

Os resultados de pressão, temperatura, fluxo de massa pelas válvulas de sucção e de descarga, vazamentos e movimento de válvulas, caracterizam o desempenho do compressor durante o ciclo de operação. Ao final deste capítulo, são introduzidas as equações auxiliares que permitem avaliar o desempenho e identificar as diferentes ineficiências do compressor. No capítulo seguinte são descritas as metodologias numéricas para a solução do sistema de equações necessário para a simulação de compressores.

3.1. Modelagem Matemática do Compressor Alternativo

Como descrito no Capítulo 1, o compressor alternativo possui uma câmara de compressão composta por um pistão móvel que se movimenta de forma alternada no interior de um cilindro fixo. Na região superior do cilindro são posicionados os orifícios de sucção e descarga juntamente com as suas respectivas válvulas, de tal forma que em um mesmo ciclo ocorrem os processos de sucção e descarga. Os modelos aqui apresentados baseiam-se nos trabalhos de Ussyk (1984), Prata *et al.* (1992) e Matos (2002).

3.1.1. Volume da câmara de compressão

O volume instantâneo da câmara de compressão, $V(\theta)$, mostrado na Figura 3.1 é definido pela posição instantânea do pistão, $y(\theta)$, pelo diâmetro do cilindro, D_{cil} , e pelo volume morto, V_m .

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} y(\theta) + V_m \quad (3.1)$$

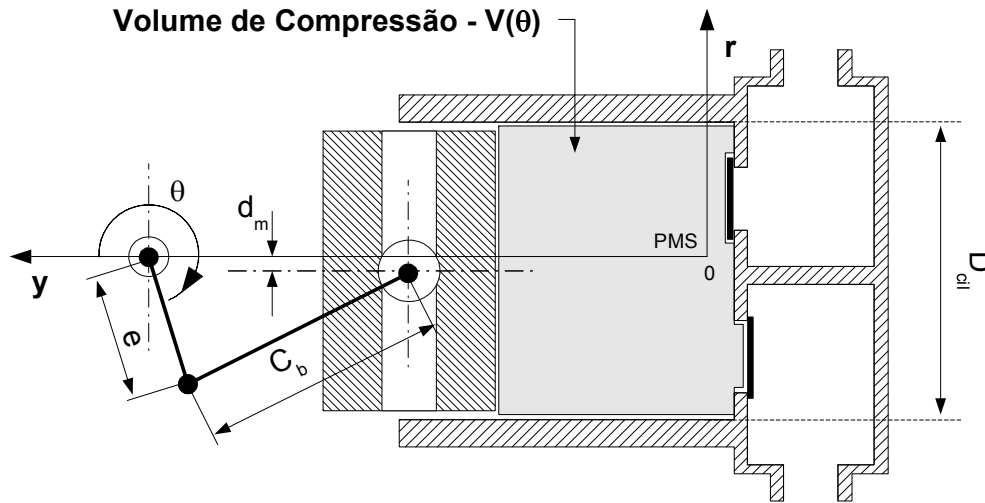


Figura 3.1 – Parâmetros inerentes ao cálculo do volume no compressor alternativo.

De acordo com o sistema de coordenadas (r, y) indicado na Figura 3.1, cuja origem é situada no ponto morto superior (PMS) e a linha de centro passando sobre o eixo do motor, a posição do pistão $y(\theta)$ para um sistema biela-manivela pode ser escrita como:

$$y(\theta) = C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) + \left(C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \quad (3.2)$$

onde C_{pms} é distância entre o ponto morto superior (PMS) e o eixo da manivela, e é a excentricidade, C_b é o comprimento da biela e d_m é o desalinhamento entre os eixos da manivela e do cilindro. Maiores detalhes sobre a equação (3.2) podem ser encontrados no trabalho de Matos (2002).

Substituindo a equação (3.2) na equação (3.1), resulta a seguinte relação:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left[C_{pms} - \left(-e \cos(\theta) + \left(C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right) \right] + V_m \quad (3.3)$$

O ângulo de giro θ pode ser relacionado com o tempo t e com a velocidade angular do eixo de acionamento $\omega (=2\pi f)$, pela expressão $\theta = \omega t$. Dada à frequência de operação em rotações por minuto, N , tem-se $\omega = 2\pi N/60$. Desta forma:

$$\theta = \frac{N}{30} \pi t \quad (3.4)$$

Deste modo, substituindo a equação (3.4) na equação (3.3), obtém-se a variação do volume do cilindro de compressão em função do tempo:

$$V(t) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left[C_{pms} - \left(-e \cos\left(\frac{N}{30} \pi t\right) + \left(C_b^2 - \left(e \sin\left(\frac{N}{30} \pi t\right) - d_m\right)^2 \right)^{1/2} \right) \right] + V_m \quad (3.5)$$

A Figura 3.2 ilustra o volume deslocado pelo pistão ao se mover do ponto morto superior (PMS) até o ponto morto inferior (PMI), evidenciando também o volume morto quando o pistão está no PMS.

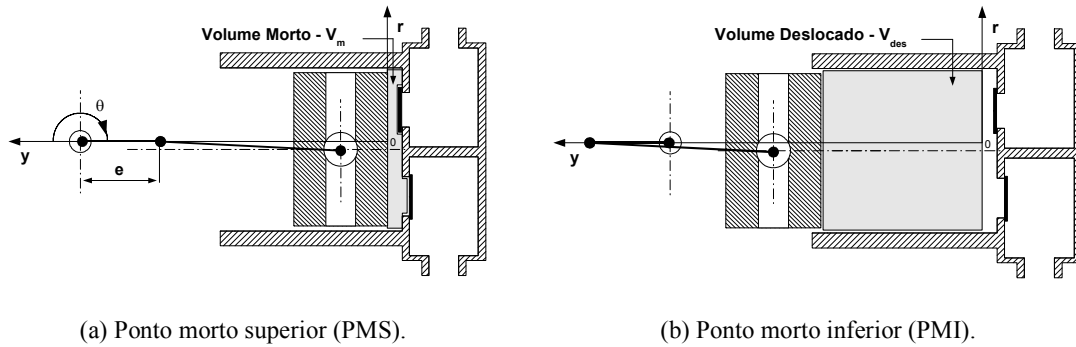


Figura 3.2 – Posição dos pontos de mínimo e máximo deslocamento do pistão no compressor alternativo.

Desconsiderando o efeito do desalinhamento entre os eixos, d_m , o volume deslocado é dado pelo diâmetro do pistão, D_p , e pelo curso total percorrido, $2e$:

$$V_{des} = \left(\frac{\pi D_p^2}{4} \right) 2e \quad (3.6)$$

O desalinhamento d_m gera um pequeno acréscimo no volume deslocado, porém desprezível para efeito de cálculos.

3.1.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante

A determinação das propriedades termodinâmicas do gás no interior da câmara de compressão é realizada através da equação de conservação da energia (Bejan, 1997), aplicada ao volume de controle representado na Figura 3.3:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sv} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_i \quad (3.7)$$

onde os subíndices i e j denotam, respectivamente, propriedades avaliadas no interior do volume de controle e sobre as superfícies de controle do volume. As propriedades são consideradas uniformes no interior da câmara e as temperaturas das paredes sólidas constantes ao longo do ciclo.

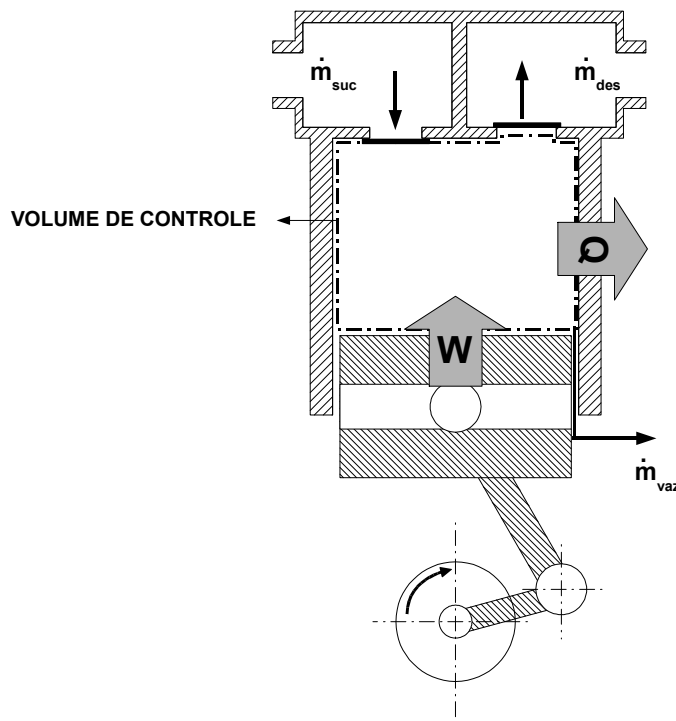


Figura 3.3 – Volume de controle para o balanço de energia no compressor alternativo.

Na equação (3.7), e representa a energia específica do gás, dada pela soma das energias interna, u , cinética, $V^2/2$, e potencial, gz . As energias cinética e potencial podem ser desprezadas, de modo que $e = u$. Introduzindo a definição de entalpia, dada por $h = u + pv$, a equação da energia pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV + \int_{sv} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_i \quad (3.8)$$

O trabalho realizado sobre o gás, \dot{W}_i , que aparece na equação (3.8), pode ser avaliado por:

$$\dot{W}_i = -p_i \frac{dV_i}{dt} \quad (3.9)$$

onde, p_i é a pressão instantânea do gás no interior da câmara de compressão e dV_i/dt é a taxa da variação do volume da câmara de compressão.

Por outro lado, a taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro, \dot{Q} , pode ser avaliada de:

$$\dot{Q} = H_c A_t (T_{cil} - T_i) \quad (3.10)$$

onde H_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_t é a área instantânea de troca de calor, T_{cil} é a temperatura da parede interna do cilindro e T_i é a temperatura do gás no interior da câmara de compressão. O coeficiente de transferência de calor H_c é estimado através da correlação de Annand (1963), sugerida por Prata *et al.* (1992) como sendo a mais adequada para compressores alternativos.

Os dois termos do lado esquerdo da equação (3.8) representam, respectivamente, a energia do gás no interior do volume de controle e a energia que atravessa as fronteiras devido à entrada ou saída de gás. Para fins de implementação computacional, esses termos podem ser expressos de forma conveniente pelas seguintes relações:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (3.11)$$

$$\int_{sv} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (3.12)$$

onde m_i é a massa de gás no interior da câmara de compressão, dm_i/dt é taxa de variação da massa no interior da câmara de compressão, enquanto que \dot{m}_j e h_j são, respectivamente, o fluxo de massa e a entalpia cruzando as fronteiras. Substituindo as equações (3.9), (3.10), (3.11) e (3.12) na equação (3.8) e isolando o termo de variação de energia interna com o tempo, resulta na seguinte expressão:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = H_c A_t T_{cil} - H_c A_t T_i - p_i \frac{dV_i}{dt} - \dot{m}_j h_j - u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (3.13)$$

Empregando as relações termodinâmicas (Bejan, 1997),

$$\frac{du_i}{dt} = c_{vi} \frac{dT_i}{dt} + \left[T \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v - p_i \right] \frac{dv_i}{dt} \quad (3.14)$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{V_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (3.15)$$

e substituindo-as na equação (3.13), pode-se rearranjar e simplificar os diversos termos, obtendo-se:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t T_{cil} - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] - \frac{T_i}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v V_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (3.16)$$

Pode-se escrever a equação (3.16) no seguinte formato compacto:

$$\frac{dT_i}{dt} = A - B T_i \quad (3.17)$$

onde,

$$A = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t T_{cil} - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] \quad (3.18)$$

$$B = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v V_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (3.19)$$

Para determinar a variação de massa com o tempo e a massa contida no interior da câmara de compressão é necessário avaliar os fluxos de massa envolvidos no processo. Os principais fluxos de massa durante o ciclo de operação do compressor alternativo são os que

ocorrem através da válvula de sucção, \dot{m}_{suc} , e através da válvula de descarga, \dot{m}_{des} . Deve ser mencionado que, em algumas situações, pode ocorrer refluxo nas válvulas de sucção e de descarga; tais fluxos de massa são denotados neste trabalho por \dot{m}_{refsuc} e \dot{m}_{refdes} , respectivamente. Finalmente, através da folga entre o pistão e o cilindro ocorre também um vazamento de fluido refrigerante, representado aqui por \dot{m}_{vaz} . Os refluxos através das válvulas de sucção e de descarga são decorrentes das características da dinâmica das válvulas, gerando uma perda de capacidade do compressor. Já o vazamento ocorre devido à movimentação do pistão e à diferença de pressão entre a câmara de compressão e o ambiente interno da carcaça do compressor. Os modelos para o cálculo de cada um desses fluxos de massa serão descritos posteriormente.

Aplicando a conservação da massa ao volume de controle obtém-se a expressão para a variação da massa no interior da câmara de compressão com o tempo (equação (3.20)).

$$\frac{dm_i}{dt} = (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{refsuc} + \dot{m}_{refdes}) \quad (3.20)$$

Do balanço de energia, têm-se:

$$\dot{m}_j h_j = -(\dot{m}_{suc} h_{suc} - \dot{m}_{des} h_i - \dot{m}_{vaz} h_i - \dot{m}_{refsuc} h_i + \dot{m}_{refdes} h_{des}) \quad (3.21)$$

onde h_i , h_{suc} e h_{des} denotam as entalpias do gás na câmaras de compressão, de sucção e de descarga, respectivamente. Substituindo estas expressões nas equações (3.18) e (3.19) e fazendo as devidas simplificações, tem-se:

$$A = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t T_{cil} + \dot{m}_{suc} (h_{suc} - h_i) + \dot{m}_{refdes} (h_{des} - h_i) \right] \quad (3.22)$$

$$B = \frac{1}{m_i c_{vi}} \left[H_c A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right]_{\nu} \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \bigg|_{\nu} v_i (\dot{m}_{suc} - \dot{m}_{des} - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{refsuc} + \dot{m}_{refdes}) \quad (3.23)$$

Finalmente, as propriedades termodinâmicas do gás na câmara de compressão são obtidas através da equação de estado para gás real disponíveis no código computacional REFPROP 7.0 (NIST, 2002).

Assim, através da equação (3.17) e da equação de estado, é possível obter os valores da temperatura, T_i , e da pressão, p_i , na câmara de compressão ao longo de um ciclo completo de operação do compressor.

3.1.3. Dinâmica das válvulas

As válvulas usadas em compressores de refrigeração são em sua grande maioria do tipo automática, ou seja, a própria diferença de pressão através da válvula determina o seu movimento. Segundo Krueger (1988), um modelo de viga engastada com um único grau de liberdade é satisfatório para caracterizar a dinâmica de válvulas de compressores. Usualmente, o movimento da válvula é modelado através de um sistema massa-mola-amortecedor, conforme representado graficamente na Figura 3.4 e matematicamente pela equação (3.24).

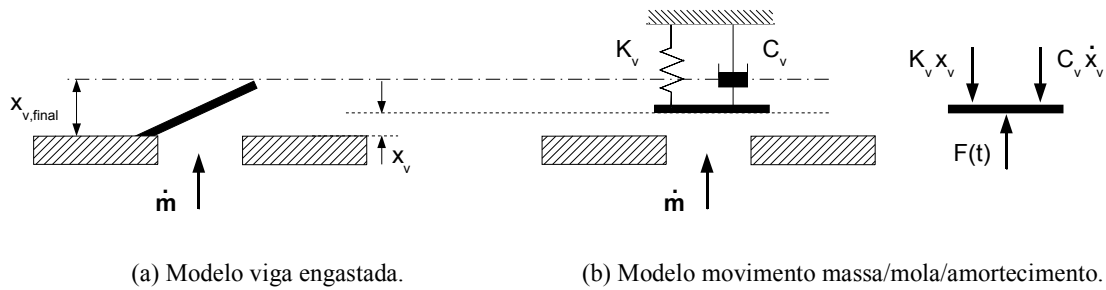


Figura 3.4 – Sistema de válvula usados em compressores de refrigeração – Gasche (1996).

$$F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t) = m_v \ddot{x}_v(t) \quad (3.24)$$

As variáveis aparecendo na equação acima possuem os seguintes significados:

F_v	-	força atuando sobre a palheta;
m_v	-	massa equivalente da válvula;
K_v	-	coeficiente de rigidez da válvula;
C_v	-	coeficiente de amortecimento da válvula;
$x_v, \dot{x}_v, \ddot{x}_v$	-	deslocamento, velocidade e aceleração da válvula.

A força total sobre a válvula, $F_v(t)$, pode ser subdividida em três parcelas distintas: i) força devido ao campo de pressão do escoamento atuando sobre a válvula, ii) força de colamento devido à presença de um filme de óleo entre a palheta o seu assento e iii) força de pré-tensão eventualmente imposta na montagem das válvulas. A força de colamento é indesejada, pois geralmente atrasa a abertura das válvulas, sendo de difícil quantificação e controle, enquanto que a força de pré-tensão é uma opção de projeto. A fim de simplificar a modelagem, no presente trabalho considera-se somente a presença da força devido ao campo de pressão do escoamento, cuja magnitude é obtida através do conceito de área efetiva de força, A_{ef} , conforme a seguinte expressão:

$$F_v(t) = A_{ef}\Delta p \quad (3.25)$$

onde Δp representa a diferença de pressão através da válvula. A área efetiva de força pode ser entendida como a área que quando multiplicada pela diferença de pressão Δp resulta na força $F_v(t)$. Os valores de A_{ef} podem ser obtidos experimentalmente ou numericamente para diferentes aberturas da válvula, ou seja, $A_{ef} = f(x_v)$.

Conhecida a força $F_v(t)$, a equação (3.24) pode ser resolvida a partir da condição inicial, correspondente à válvula fechada, na qual $x_v = 0$ e $\dot{x}_v = 0$. Integrando numericamente a equação (3.24), pode-se obter o deslocamento e a velocidade da válvula em qualquer instante de tempo.

3.1.4. Fluxo de massa através das válvulas

De acordo com Ussyk (1984), o escoamento através das válvulas pode ser modelado com referência a um escoamento compressível isentrópico em um bocal, considerando as condições de estagnação a montante do bocal, e permitindo que o escoamento no bocal seja subcrítico ou crítico. A Figura 3.5 mostra um esquema do sistema de válvulas e o modelo proposto.

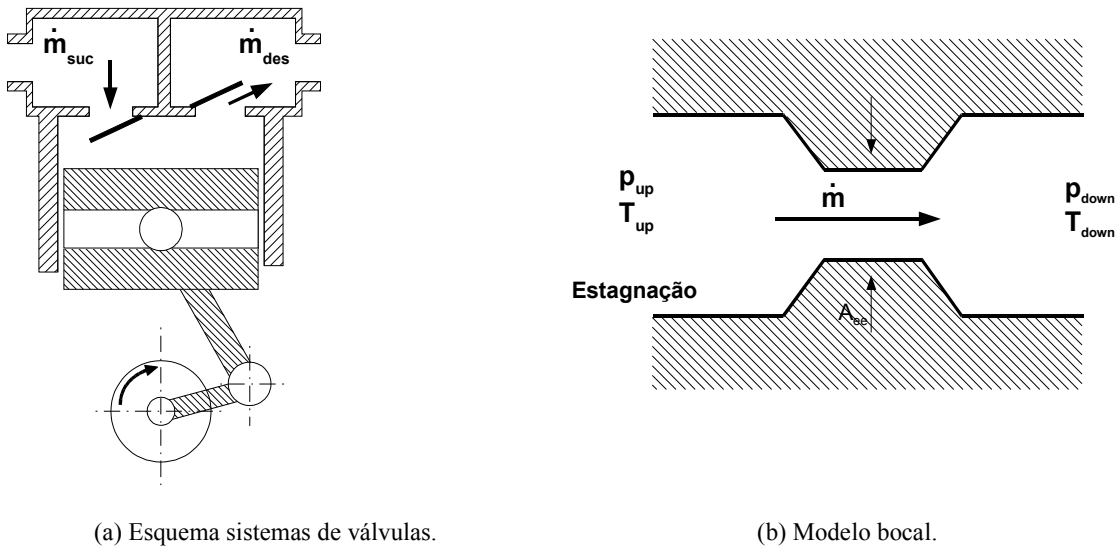


Figura 3.5 – Modelo para cálculo de fluxo de massa através das válvulas.

Ussyk (1984) demonstrou que a vazão de massa através de válvulas pode ser determinada através da seguinte expressão:

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_s^{\frac{2}{k}} - r_s^{\frac{(k+1)}{k}}} \quad (3.26)$$

- onde, A_{ee} - área efetiva de escoamento;
- p_{up}, p_{down} - pressão a montante e a jusante, respectivamente;
- r_s - razão de pressões, $r_s = p_{down}/p_{up}$;
- T_{up} - temperatura a montante do escoamento;
- k - relação de calores específicos, $k = c_p/c_v$;
- R - constante do gás.

No caso de escoamento crítico, existente quando $(p_{down}/p_{up}) \leq (2^{k/(k-1)}/(k+1))$, a razão de pressão é determinada pela seguinte expressão:

$$r_s = \frac{2}{k+1}^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.27)$$

A equação (3.26) é empregada também para a condição de refluxo, mas as condições a montante e jusante são alteradas de forma a serem consistentes com a direção do escoamento. A Tabela 3.1 mostra as condições de fluxo normal e de refluxo para as válvulas de sucção e descarga.

Tabela 3.1 – Condições de contorno para o fluxo e refluxo através da válvula de sucção e descarga.

Válvula	Condição de Fluxo	p_{up}	p_{down}	T_{up}	A_{ee}
Sucção	Fluxo $p_{suc} \geq p_i$	p_{suc}	p_i	T_{suc}	$A_{eesuc} = f(x_{vsuc})$
	Refluxo $p_i \geq p_{suc}$	p_i	p_{suc}	T_i	$A_{eerefs} = f(x_{vsuc})$
Descarga	Fluxo $p_i \geq p_{des}$	p_i	p_{des}	T_i	$A_{eedes} = f(x_{vdes})$
	Refluxo $p_{des} \geq p_i$	p_{des}	p_i	T_{des}	$A_{eerefd} = f(x_{vdes})$

Percebe-se que a equação (3.26) emprega um coeficiente de ajuste, A_{ee} , que corrige a vazão obtida para a condição de escoamento isentrópico para a condição real. Este coeficiente é denominado área efetiva de escoamento e, da mesma forma como realizado para a área efetiva de força, deve ser obtido de forma experimental ou numérica, para cada posição de abertura da válvula.

3.1.5. Fluxo de massa pela folga entre pistão e cilindro

O fluxo de massa através da folga entre as paredes do pistão e do cilindro é o principal ponto de vazamento de gás refrigerante, afetando diretamente a eficiência volumétrica do compressor. Além disso, o vazamento afeta também a eficiência isentrópica, pois a quantidade de energia utilizada na compressão da parcela de massa vazada é perdida. Deste modo, é importante poder prever o fluxo de massa através dessa folga.

Durante o processo de compressão, a pressão no interior da câmara de compressão se eleva, gerando uma diferença em relação à pressão do gás dentro da carcaça, o qual está em contato com o pistão. Além desta diferença de pressão, a velocidade e a posição do pistão ao longo do curso têm também influência sobre o fluxo de massa vazado.

Lilie e Ferreira (1984), a partir de um modelo simplificado, deduziram as equações para a determinação do vazamento, levando em consideração os parâmetros mostrados na Figura 3.6. De acordo com esse modelo, necessita-se conhecer os valores da pressão, p_i , e da densidade, ρ_i , dentro da câmara de compressão, o valor da pressão na carcaça, p_{suc} , a velocidade instantânea do pistão, V_p , e a geometria da bomba (R_p e R_{cil}).

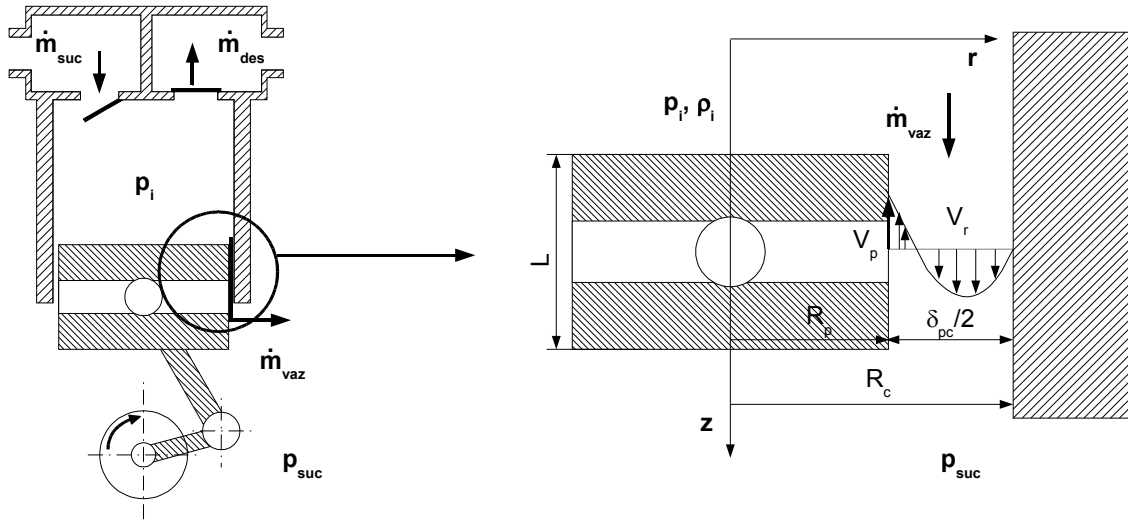


Figura 3.6 – Parâmetros envolvendo o vazamento de gás através da folga pistão / cilindro.

Considerando escoamento unidimensional laminar de um fluido newtoniano, pode-se determinar o perfil de velocidade do gás ao longo da folga, V_r .

$$V_r = \frac{-(p_i - p_{suc})r^2}{4\mu L} - \frac{C_1}{\mu} \ln r + C_2 \quad (3.28)$$

onde, μ é a viscosidade dinâmica e r é a coordenada radial entre R_p e R_{cil} . As constantes C_1 e C_2 são determinadas a partir das condições de contorno, as quais para o presente são dadas por: para $r = R_p$ a $V = V_p$ e para $r = R_{cil}$ a $V = 0$.

A substituição dessas condições na equação (3.28) fornecem C_1 e C_2 , permitindo reescrevê-la da seguinte forma:

$$V_r = \frac{-V_p}{\ln K} \ln\left(\frac{r}{R_{cil}}\right) + \frac{(p_i - p_{suc})R_{cil}^2}{4\mu L} \left[1 - \left(\frac{r}{R_{cil}}\right)^2 - \frac{(1-K^2)}{\ln K} \ln\left(\frac{r}{R_{cil}}\right) \right] \quad (3.29)$$

onde, K é a razão entre os raios do pistão e cilindro ($K = R_p / R_{cil}$).

Finalmente, com o perfil de velocidade é possível se determinar a velocidade média do gás na folga:

$$\bar{V}_r = V_p \frac{1-K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1-K^2)} + \frac{(p_i - p_{suc})R_{cil}^2}{8\mu L} \left[\frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ln K} \right] \quad (3.30)$$

A velocidade instantânea do pistão, V_p , que aparece na equação acima é obtida através da derivada da equação (3.2) que expressa a sua posição em função do tempo:

$$V_p(t) = \frac{dy}{dt} \quad (3.31)$$

Por outro lado, o comprimento do contato entre as paredes do cilindro e do pistão, L , é dado por:

$$L = L_o + e(1 - \cos \theta) \quad (3.32)$$

onde, L_o é o comprimento mínimo de contato.

Finalmente, a vazão em massa do vazamento é dada pelo produto entre a área de passagem da folga, a velocidade média e a densidade do gás na folga (assumi-se ρ_i):

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_r \rho_i A_{passagem} = \bar{V}_r \rho_i \left[\pi \delta_{pc} (R_{cil} - \delta_{pc}/4) \right] \quad (3.33)$$

3.2. Modelagem Matemática do Compressor de Pistão Rolante

Diferentemente do compressor alternativo, o compressor de pistão rolante possui duas câmaras operando simultaneamente, uma câmara de sucção e uma câmara de compressão.

Deste modo, é necessário definir as equações para a variação do volume e relações termodinâmicas para cada uma dessas câmaras.

Além dos modelos para calcular o processo de compressão, deve-se determinar a posição e a velocidade da palheta no interior da câmara de compressão através de relações geométricas entre a posição do pistão rolante e da palheta ao longo do processo. Como o detalhamento da dinâmica do mecanismo não é o escopo deste trabalho, foram utilizadas as equações descritas no trabalho de Gasche (1996) para a determinação da posição e da velocidade da palheta em cada instante de tempo.

3.2.1. Volumes das câmaras de sucção e de compressão

A Figura 3.7 mostra as câmaras de compressão e de sucção formadas durante o ciclo de operação do compressor e os parâmetros envolvidos no cálculo de seus volumes. As relações geométricas para a obtenção dos volumes a serem apresentadas a seguir são descritas em detalhes em Gasche (1996).

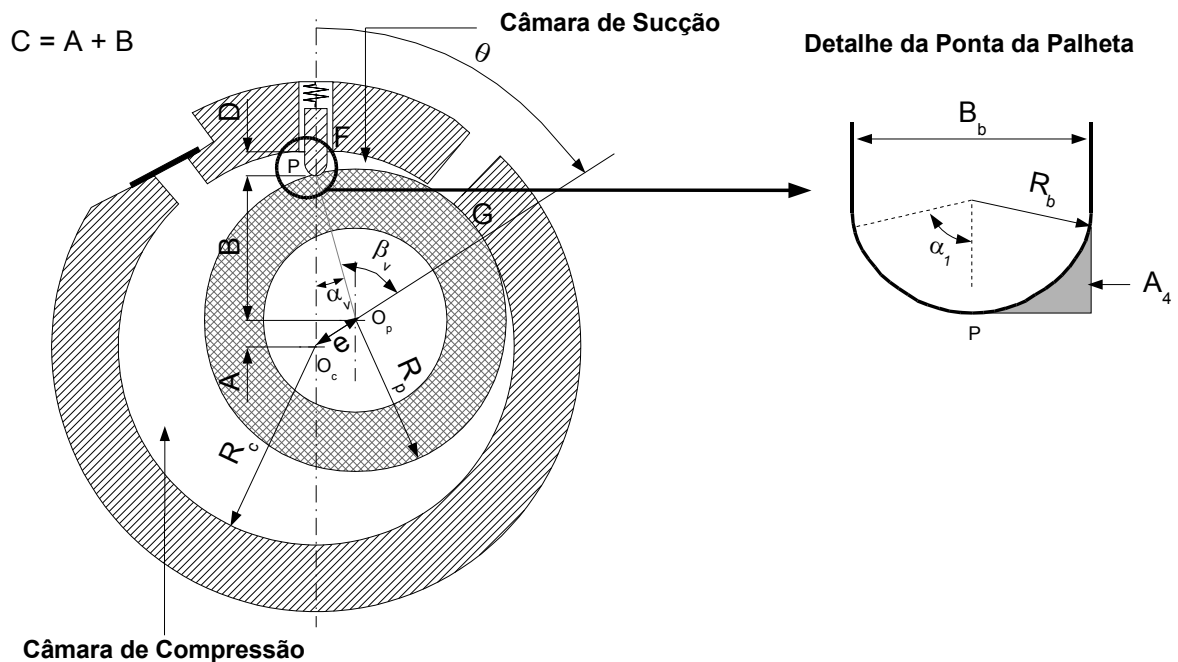


Figura 3.7 – Parâmetros geométricos relativos às câmaras de sucção e compressão no compressor de pistão rolante.

O volume de compressão é dado por:

$$V_{cc}(\theta) = V_t - V_{cs}(\theta) - V_b(\theta) \quad (3.34)$$

onde, V_t é o volume total, $V_{cs}(\theta)$ é o volume da câmara de sucção e $V_b(\theta)$ é o volume ocupado pela palheta no interior do cilindro.

O volume total, V_t , é formado pelo volume deslocado, V_{des} , pelo volume do orifício de descarga, V_{od} , e pelo volume formado na região de contato da ponta da palheta com o pistão rolante, V_4 .

$$V_t = V_{des} + V_{od} + V_4 \quad (3.35)$$

O volume deslocado corresponde ao volume interno do cilindro menos o volume ocupado pelo pistão rolante:

$$V_{des} = \pi h_c (R_c^2 - R_p^2) \quad (3.36)$$

enquanto os volumes V_{od} e V_4 são dados por:

$$V_{od} = \left[\frac{\pi D_{od}^2}{4} h_{od} \right] \quad (3.37)$$

$$V_4 = A_4 h_c \quad (3.38)$$

Nas equações acima, D_{od} e h_{od} são o diâmetro e a altura, respectivamente, do orifício de descarga, R_c é o raio interno do cilindro fixo, R_p é o raio externo do pistão rolante e h_c é a altura do cilindro. A área A_4 é obtida das características geométricas da palheta, representadas pela espessura B_b e pelo raio da curvatura da ponta da palheta R_b .

$$A_4 = \frac{R_b B_b}{2} - \frac{B_b R_b \cos(\alpha_1)}{4} - \frac{R_b^2 \alpha_1}{2} \quad (3.39)$$

O ângulo α_1 que aparece na expressão anterior é calculado através da seguinte relação trigonométrica:

$$\alpha_1 = \arcsen\left(\frac{B_b}{2R_b}\right) \quad (3.40)$$

O volume da câmara de sucção é dado por:

$$V_{cs}(\theta) = V_{rc}(\theta) - V_{rr}(\theta) - V_{tr}(\theta) - \frac{V_b(\theta)}{2} \quad (3.41)$$

onde $V_{rc}(\theta)$ é o volume correspondente à área no interior do cilindro definida pela região entre os pontos $F O_c G$, $V_{rr}(\theta)$ é o volume correspondente à área no interior do pistão rolante definida pela região entre os pontos $P O_p G$. Finalmente, $V_{tr}(\theta)$ é o volume correspondente a área do triângulo $O_c O_p P$. Cada um desses volumes está indicado nas relações (3.42) a (3.45).

$$V_{rc}(\theta) = \frac{1}{2} R_c^2 h_c \theta \quad (3.42)$$

$$V_{rr}(\theta) = \frac{1}{2} R_p^2 h_c (\theta + \arcsen(ER \sen \theta)) \quad (3.43)$$

$$V_{tr}(\theta) = \frac{1}{2} e \sen \theta h_c C \quad (3.44)$$

$$V_b(\theta) = h_c B_b D - 2V_4 \quad (3.45)$$

onde,

$$C = e \cos \theta + R_p \sqrt{1 - ER^2 \sen^2 \theta} \quad (3.46)$$

$$ER = \frac{e}{R_p} \quad (3.47)$$

$$D = R_c - C \quad (3.48)$$

Utilizando a equação (3.4), que relaciona θ com o tempo t e a frequência de operação em rotações por minuto, é possível obter o volume de compressão e o volume de sucção em relação ao tempo.

Uma dimensão geométrica importante em compressores de pistão rolante é o volume residual ao final do processo de compressão. No momento em que o pistão rolante passa sobre o orifício de descarga, forma-se uma região entre o pistão e a palheta e o gás comprimido nesta região, por meio do canal do orifício de descarga, entra em contato com a câmara de sucção, conforme indicado na Figura 3.8. O volume residual é obtido a partir da equação do volume de compressão para a posição angular θ correspondente à passagem do pistão rolante sobre o orifício de descarga, este ponto define a posição angular do orifício no cilindro e é denominado de ângulo de descarga (θ_{des}).

$$V_{res} = V_{cc}(\theta_{des}) = V_t - V_{cs}(\theta_{des}) - V_b(\theta_{des}) \quad (3.49)$$

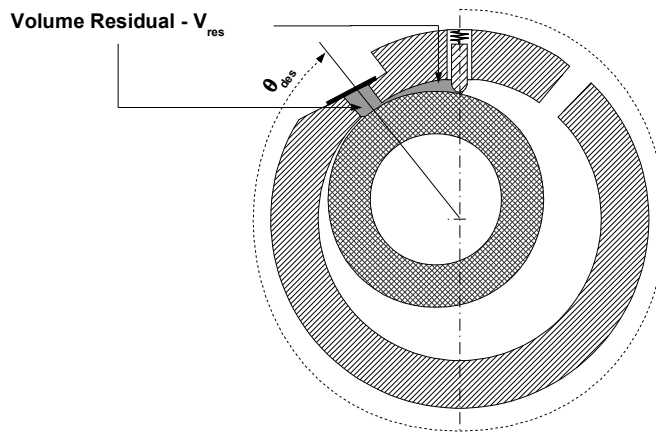


Figura 3.8 – Volume residual no compressor de pistão rolante.

3.2.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante

Da mesma forma como para o compressor alternativo, a determinação das propriedades termodinâmicas durante o processo de compressão se dá através da equação da conservação da energia. Porém, no caso do compressor de pistão rolante, tem-se dois volumes de controle, um para a câmara de compressão e outro para a câmara de sucção, sendo necessário o desenvolvimento de equacionamentos distintos. A Figura 3.9 mostra os dois volumes de controle em análise e os fluxos de massa associados ao ciclo de operação do compressor de pistão rolante.

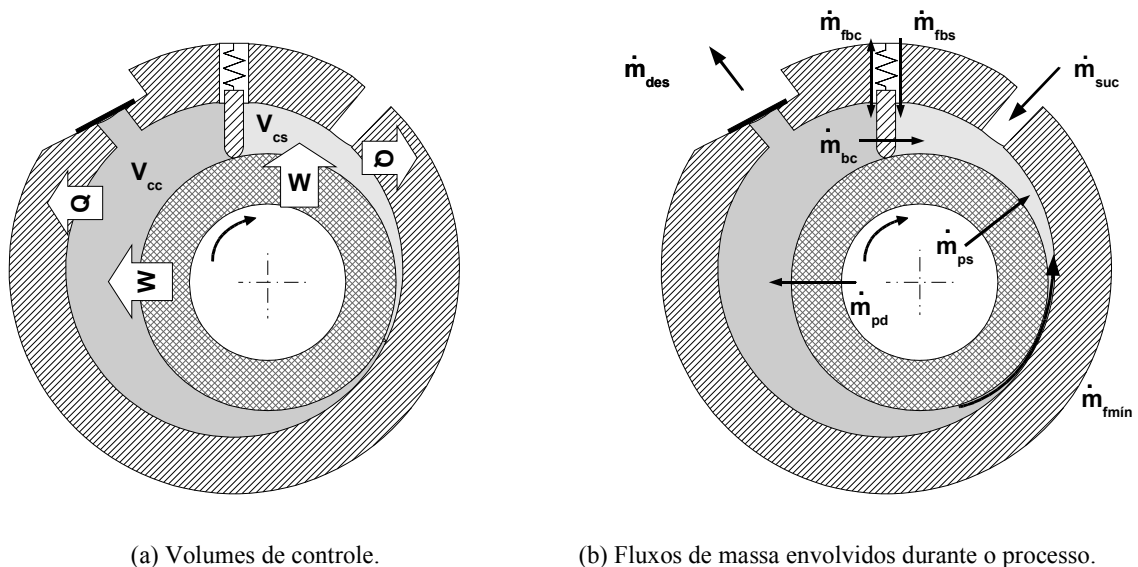


Figura 3.9 – Volumes de controle para análise da primeira lei no compressor de pistão rolante.

Do mesmo desenvolvimento apresentado para o compressor alternativo, chega-se à equação (3.16) para os volumes de compressão e de sucção. No caso do compressor de pistão

rolante, os coeficientes de transferência de calor por convecção das câmaras de sucção (H_{cs}) e de compressão (H_{cc}) são avaliados a partir da correlação descrita no trabalho Liu e Soedel (1992) e desenvolvida para este tipo de compressor.

Neste tipo de mecanismo é de grande importância a análise dos fluxos de massa envolvidos no processo, pois além dos fluxos na sucção, \dot{m}_{suc} , na descarga, \dot{m}_{des} e pelo refluxo na descarga, \dot{m}_{refdes} , há vários pontos de vazamentos. Com referência à Figura 3.9 (b), os principais vazamentos podem ser assim descritos: i) vazamento da câmara de compressão para a câmara de sucção através da folga mínima, \dot{m}_{fmin} , e através da palheta, \dot{m}_{bc} ; ii) vazamento através da folga da palheta do interior da carcaça para as câmaras de compressão, \dot{m}_{fbc} , e de sucção, \dot{m}_{fbs} ; iii) vazamento do excêntrico para as câmaras de compressão e de sucção, \dot{m}_{pc} e \dot{m}_{ps} , pela folga de superfície do pistão rolante. Os modelos para a obtenção de cada um desses vazamentos são apresentados mais à frente nesta seção. Não se considera o vazamento no contato entre a palheta e o pistão rolante já que os mesmos estão em contato permanente ao longo do ciclo, devido a uma pré-tensão adotada na montagem da mola e à força devido à pressão exercida pelo gás atrás da palheta.

Através dos fluxos de energia através das fronteiras (equação (3.51)) em cada um dos volumes é possível determinar os termos de variação de massa (equação (3.50)) e a massa contida nesses volumes ao longo do ciclo de operação do compressor.

Para a câmara de sucção:

$$\frac{dm_{is}}{dt} = (\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{fmin} + \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{fbs} + \dot{m}_{ps}) \quad (3.50)$$

$$\dot{m}_{js} h_j = -(\dot{m}_{suc} h_{suc} + \dot{m}_{fmin} h_{ic} + \dot{m}_{bc} h_{ic} + \dot{m}_{fbs} h_{des} + \dot{m}_{ps} h_{des}) \quad (3.51)$$

onde, h_{is} e h_{ic} são as entalpias do gás dentro das câmaras de sucção e de compressão, enquanto h_{suc} e h_{des} são as entalpias do gás na sucção e na descarga. Substituindo estas expressões na equação (3.17) e fazendo as devidas simplificações, obtém-se:

$$\frac{dT_{is}}{dt} = A_s - B_s T_{is} \quad (3.52)$$

onde

$$A_s = \frac{1}{m_{is} c_{vis}} \left[H_{cs} A_{ts} T_{cils} + \dot{m}_{suc} (h_{suc} - h_{is}) + (\dot{m}_{fmin} + \dot{m}_{bc}) (h_{ic} - h_{is}) + (\dot{m}_{ps} + \dot{m}_{fbs}) (h_{des} - h_{is}) \right] \quad (3.53)$$

$$B_s = \frac{1}{m_{is} c_{vis}} \left[H_{cs} A_{ts} + \frac{\partial p_{is}}{\partial T_{is}} \right]_{\nu} \frac{dV_{is}}{dt} - \frac{\partial p_{is}}{\partial T_{is}} \bigg|_{\nu} v_{is} (\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{fmin} + \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{fbs} + \dot{m}_{ps}) \quad (3.54)$$

Nas relações anteriores, T_{is} , p_{is} , c_{vis} são, respectivamente, a temperatura, a pressão e o calor específico a volume constante no interior da câmara de sucção. Por outro lado, dV_{is}/dt representa a taxa da variação do volume da câmara de sucção com o tempo.

Do mesmo modo, para a câmara de compressão as seguintes expressões podem ser obtidas:

$$\frac{dm_{ic}}{dt} = (\dot{m}_{ini} - \dot{m}_{fmin} - \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{fbc} + \dot{m}_{pc} - \dot{m}_{des} + \dot{m}_{refdes}) \quad (3.55)$$

$$\dot{m}_{jc} h_j = -(\dot{m}_{ini} h_{suc} - \dot{m}_{fmin} h_{ic} - \dot{m}_{bc} h_{ic} + \dot{m}_{fbc} h_{des} + \dot{m}_{pc} h_{des} - \dot{m}_{des} h_{ic} + \dot{m}_{refdes} h_{des}) \quad (3.56)$$

onde \dot{m}_{ini} corresponde ao fluxo de massa no final do processo de sucção, o qual por sua vez é igual ao fluxo de massa no início da compressão, já que nesse momento só há uma câmara. Novamente, substituindo as expressões anteriores na equação (3.17), e fazendo as devidas simplificações, obtém-se.

$$\frac{dT_{ic}}{dt} = A_c - B_c T_{ic} \quad (3.57)$$

onde

$$A_c = \frac{1}{m_{ic} c_{vic}} \left[H_{cc} A_{ic} T_{cile} + \dot{m}_{ini} (h_{suc} - h_{ic}) + (\dot{m}_{fbc} + \dot{m}_{pc} + \dot{m}_{refdes}) (h_{des} - h_{ic}) \right] \quad (3.58)$$

$$B_c = \frac{1}{m_{ic} c_{vic}} \left[H_{cc} A_{ic} + \frac{\partial p_{ic}}{\partial T_{ic}} \right]_{\nu} \frac{dV_{ic}}{dt} - \frac{\partial p_{ic}}{\partial T_{ic}} \bigg|_{\nu} v_{ic} (\dot{m}_{ini} - \dot{m}_{fmin} - \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{fbc} + \dot{m}_{pc} - \dot{m}_{des} + \dot{m}_{refdes}) \quad (3.59)$$

De forma similar ao que foi definido para a câmara de sucção, T_{ic} , p_{ic} e c_{vic} são a temperatura, a pressão e o calor específico a volume constante no interior da câmara de sucção, enquanto que dV_{ic}/dt é a taxa da variação do volume da câmara de descarga com o tempo.

Da mesma forma que o compressor alternativo, as propriedades termodinâmicas do gás nas câmaras de sucção (T_{is} e p_{is}) e compressão (T_{ic} e p_{ic}) são obtidas através da equação de estado para gás real disponibilizadas no código computacional REFPROP 7.0 (NIST, 2002).

3.2.3. Dinâmica das válvulas

O compressor de pistão rolante possui somente válvula de descarga e o cálculo de sua dinâmica é feita da mesma forma como descrita para o compressor alternativo, incluindo a determinação de áreas efetivas de força.

3.2.4. Fluxo de massa através do orifício de sucção e da válvula de descarga

Da mesma maneira como no compressor alternativo, utiliza-se o conceito de área efetiva de escoamento, representado pela equação (3.26), para a determinação do fluxo de massa através do orifício de sucção e da válvula de descarga. No compressor de pistão rolante, não há válvula de sucção e a única restrição é dada pelo orifício de sucção. De acordo com Potter e Wiggert (1991), a área efetiva de escoamento para orifícios circulares corresponde a 60 % da área geométrica do orifício. Para geometrias diferentes de orifício de sucção torna-se necessária a determinação experimental ou numérica da área efetiva de escoamento. Admite-se que a pressão na câmara de sucção se mantém com um valor igual ou abaixo ao da pressão da linha de sucção e, desta forma, não existe refluxo na sucção.

3.2.5. Fluxo de massa através da folga mínima

Durante a operação do compressor de pistão rolante, uma grande quantidade de óleo é bombeada para as câmaras de compressão e de sucção, a fim de lubrificar as partes móveis e selar as folgas para evitar o vazamento de gás refrigerante. Porém, o óleo que vaza transporta uma quantidade considerável de fluido refrigerante dissolvido. Desta forma, grande parte dos modelos para obter o vazamento de refrigerante através das folgas calcula inicialmente o fluxo da mistura óleo/refrigerante vazado e, a partir de dados de solubilidade da mistura, determina-se a quantidade de refrigerante carregada com o óleo.

O fluxo de massa pela folga mínima representada na Figura 3.10, $\dot{m}_{f\min}$, é o maior vazamento de refrigerante em compressores de pistão rolante.

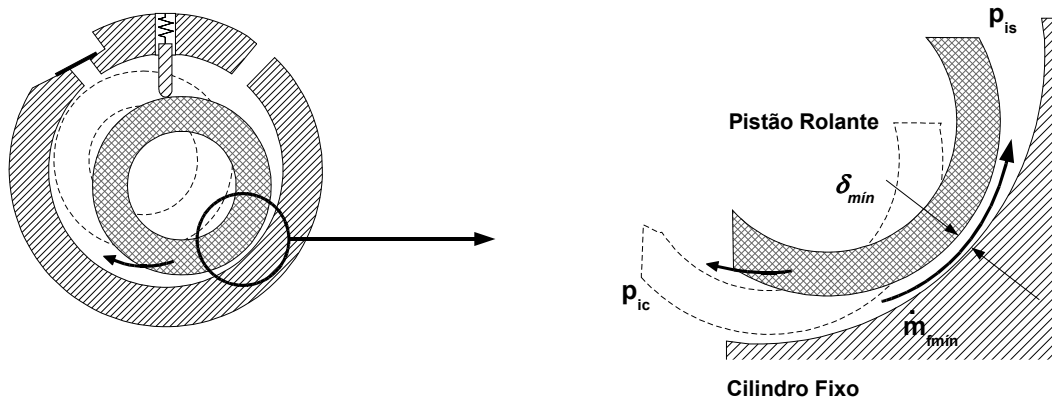


Figura 3.10 – Região da folga mínima no compressor de pistão rolante.

Devido à importância deste vazamento, vários trabalhos foram desenvolvidos para entender as características do escoamento na região da folga mínima. Por exemplo, Ferreira *et al.* (1992) analisaram este escoamento e propuseram o seguinte modelo analítico para o fluxo de óleo/refrigerante pela folga mínima:

$$\dot{m}_{\text{mistura } f_{\min}} = 0,0162 \mu \delta_{\min} \left[(p_{ic} - p_{is}) \rho_o \left(\frac{\delta_{\min}}{\mu_o} \right)^2 \right] \left[\frac{h_c}{\delta_{\min}} \right]^{0,504} \quad (3.60)$$

onde δ_{\min} é a folga radial (folga mínima) entre o pistão rolante e o cilindro, μ_o é a viscosidade absoluta e ρ_o é a densidade, ambos da mistura óleo/refrigerante.

Com base na solubilidade (*sol*) do refrigerante no óleo obtém-se então o fluxo de massa de refrigerante vazado:

$$\dot{m}_{f_{\min}} = \text{sol} \dot{m}_{oleo f_{\min}} \quad (3.61)$$

A solubilidade do refrigerante no óleo é obtida para a condição de equilíbrio da mistura nas condições da pressão de descarga do fluido refrigerante e da temperatura do óleo. Isto é realizado desta forma pois grande parte do óleo bombeado através das folgas é proveniente do interior da carcaça, onde a pressão é igual a da descarga. Além disto, a temperatura do óleo na carcaça, geralmente medida experimentalmente, não tem a sua temperatura alterada ao longo do processo de compressão do gás.

3.2.6. Fluxo de massa através das folgas laterais da palheta

O fluxo de óleo e refrigerante entre a parede lateral da palheta e o cilindro fixo, \dot{m}_{fbs} e \dot{m}_{fbc} , pode ocorrer para dentro das duas câmaras ou no sentido contrário, dependendo da

diferença de pressão e do sentido da velocidade da palheta. Conforme mostrado em Puff e Souza (1994), este vazamento pode ser modelado através de um escoamento entre duas placas planas paralelas, segundo a representação apresentada na Figura 3.11.

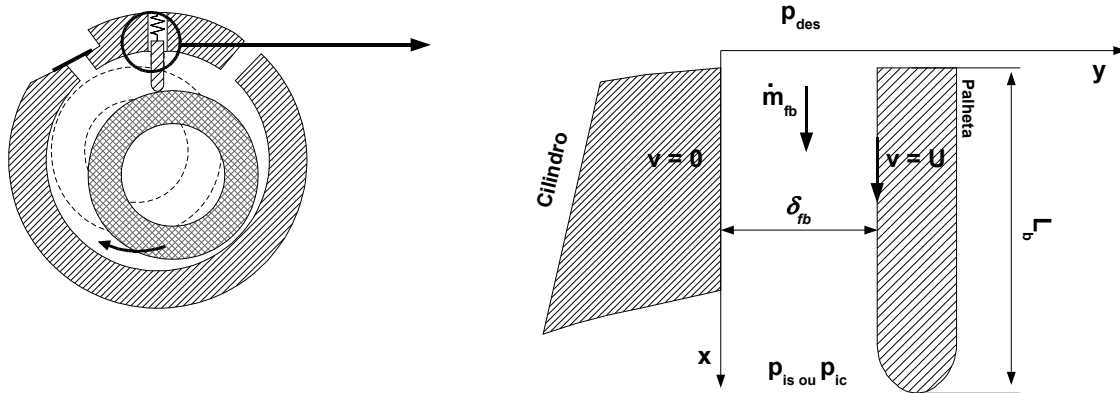


Figura 3.11 – Região da folga lateral da palheta no compressor de pistão rolante.

Considerando as hipóteses de regime permanente, propriedades constantes e fluxo laminar unidimensional, tem-se a seguinte relação para a vazão através da folga:

$$\dot{m}_{\text{mistura fb}} = \frac{h_c U \delta_{fb}}{2} - \frac{h_c \delta_{fb}^3}{12\mu} \left(\frac{\Delta p}{L_b} \right) \quad (3.62)$$

onde δ_{fb} , U , L_b e Δp são, respectivamente, a folga entre a palheta e o cilindro, a velocidade instantânea da palheta, o comprimento da palheta e a diferença de pressão entre a pressão de descarga, p_{des} , e a pressão na câmara de sucção ou de compressão, conforme o caso. Desta forma, para a câmara de sucção:

$$\Delta p_s = p_{des} - p_{is} \quad (3.63)$$

e para a câmara de compressão:

$$\Delta p_c = p_{des} - p_{ic} \quad (3.64)$$

A magnitude e o sentido da velocidade da palheta são calculados a partir de informações da dinâmica do mecanismo (Gasche, 1996), pois estão relacionados com a posição do pistão rolante ao longo do ciclo.

Finalmente, os fluxos de massa de refrigerante nas câmaras de compressão, \dot{m}_{fbc} , e de sucção, \dot{m}_{fbs} , associados aos vazamentos de óleo podem ser avaliados novamente através da solubilidade sol do refrigerante no óleo:

$$\dot{m}_{fbs} = sol \dot{m}_{oleofbs} \quad (3.65)$$

$$\dot{m}_{fbc} = sol \dot{m}_{oleofbc} \quad (3.66)$$

3.2.7. Fluxo de massa através da folga de superfície do pistão rolante

A Figura 3.12 mostra os parâmetros envolvidos no cálculo do fluxo de massa através da folga de superfície lateral do pistão rolante.

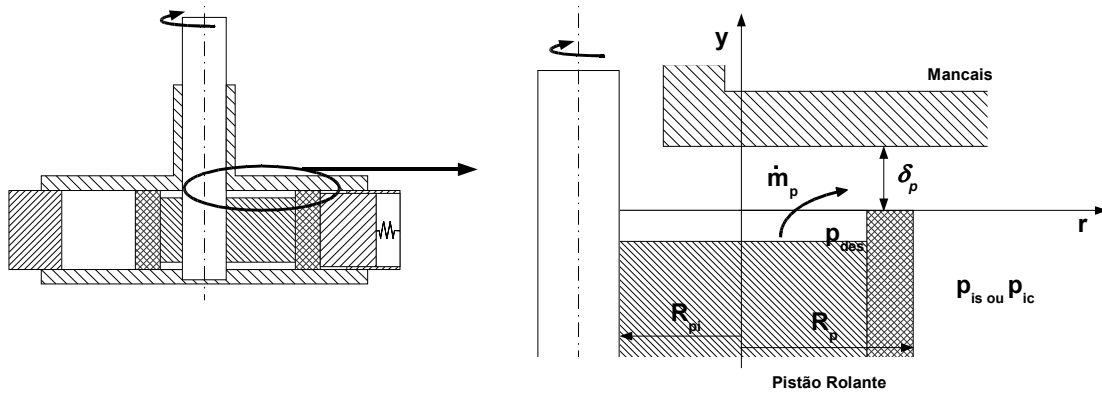


Figura 3.12 – Região da folga de superfície entre pistão rolante e cilindro - compressor de pistão rolante.

De acordo com Krueger (1988), os vazamentos através destas folgas podem ser modelados como um escoamento entre dois discos planos e paralelos. Assumindo as hipóteses de escoamento de uma mistura homogênea, em regime permanente, com propriedades constantes e ocorrendo radialmente entre as superfícies superior e inferior do pistão rolante e do cilindro, a vazão de óleo pode ser avaliada através de:

$$\dot{m}_{misturap} = \int_0^{\delta_p} \rho_o \cdot u 2\pi r dy \quad (3.67)$$

onde δ_p é a folga entre o pistão rolante e o cilindro, enquanto u é a velocidade radial do fluido. A partir de um balanço de forças em um elemento infinitesimal de fluido, obtém-se a velocidade radial ao longo da folga.

$$u = -\frac{(\delta_p - y)y}{2\rho_o\mu_o} \frac{dp}{dr} \quad (3.68)$$

Introduzindo a equação (3.68) na equação (3.67), tem-se:

$$\dot{m}_{\text{misturap}} = -\frac{\pi\delta_p^3}{6\mu_o} r \frac{dp}{dr} \quad (3.69)$$

Integrando a equação (3.69) entre os dois lados da folga, resulta a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{\text{misturap}} = \frac{\pi\delta_p^3 (p_{\text{des}} - p_{\text{is ou ic}})}{6\mu_o \ln(R_p / R_{pi})} \quad (3.70)$$

onde R_p é o raio externo do pistão rolante e R_{pi} é o raio interno do pistão rolante.

O fluxo de massa dado pela equação (3.70) se aplica a todo o perímetro do pistão rolante. No entanto, é necessário que o fluxo de massa seja calculado para cada câmara de forma independente, já que as condições de pressão são diferentes. Assim, de acordo com a posição angular θ e com a equação (3.70) é possível a obtenção dos fluxos para as câmaras de sucção e de compressão da seguinte forma:

$$\dot{m}_{\text{misturaps}} = \frac{\delta_p^3 (p_{\text{des}} - p_{\text{is}})}{6\mu_o \pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} \theta d\theta \quad (3.71)$$

$$\dot{m}_{\text{misturapc}} = \frac{\delta_p^3 (p_{\text{des}} - p_{\text{ic}})}{6\mu_o \pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} (2\pi - \theta) d\theta \quad (3.72)$$

Os fluxos de refrigerante \dot{m}_{ps} e \dot{m}_{pc} correspondentes aos vazamentos acima são dados por:

$$\dot{m}_{ps} = \text{sol } \dot{m}_{\text{oleops}} \quad (3.73)$$

$$\dot{m}_{pc} = \text{sol } \dot{m}_{\text{oleopc}} \quad (3.74)$$

3.2.8. Fluxo de massa através da palheta entre as câmaras

Diferentemente dos demais pontos de vazamento, o escoamento entre a câmara de compressão e a câmara de sucção, através da palheta, é considerado como sendo somente de

refrigerante. Isto se deve à presença quase nula de óleo na folga e ao fato de que a direção do movimento da palheta é ortogonal a do fluxo de massa, conforme ilustra a Figura 3.13.

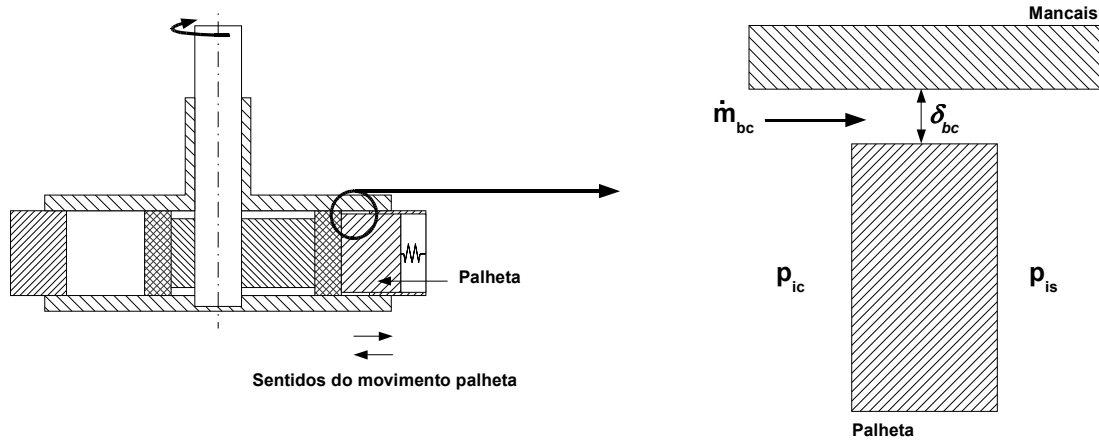


Figura 3.13 – Região da folga de superfície entre pistão rolante e cilindro - compressor de pistão rolante.

Puff e Souza (1994) modelaram este vazamento na forma de um escoamento compressível em um bocal. Desta forma, a equação (3.26) empregada para avaliar a vazão de gás através do orifício de sucção pode ser reescrita para a presente situação da seguinte forma:

$$\dot{m}_{bc} = (\delta_{bc} D) p_{ic} \sqrt{\frac{2k}{RT_{ic}(k-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_{is}}{p_{ic}}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_{is}}{p_{ic}}\right)^{(k+1)/k}} \quad (3.75)$$

onde δ_{bc} é a folga entre a palheta e o cilindro, enquanto que D é o comprimento da palheta no interior do cilindro. As condições de escoamento crítico e subcrítico são verificadas durante a avaliação da equação (3.75), utilizando a razão de pressão na condição crítica dada pela equação (3.27).

3.3. Modelagem Matemática do Compressor de Espirais (*Scroll*)

O compressor *scroll* possui várias câmaras de compressão formadas a partir de pontos de contato entre a espiral fixa e a espiral móvel (pontos conjugados). À medida que uma das espirais se movimenta esses pontos mudam de posição, fazendo com que o volume de gás contido em uma determinada câmara se desloque gradativamente até atingir a região de descarga no centro das espirais.

Para descrever matematicamente a operação de um compressor *scroll*, divide-se as regiões das espirais em um número de câmaras de compressão, “ N_{cam} ”, cada uma delas

definida entre dois pontos de contato defasados de 360° . Considerando que a variação ocorre em uma revolução completa, o processo de compressão se dá em “ N_{cam} ” revoluções completas do eixo de acionamento. As relações geométricas e equações termodinâmicas são determinadas para cada uma dessas câmaras, e as condições finais de uma câmara correspondem às condições iniciais da câmara seguinte. A quantidade de câmaras depende da diferença de pressão requerida, que por sua vez é dependente da condição de operação do sistema de refrigeração. Os modelos apresentados a seguir baseiam-se nos trabalhos de Morishita *et al.* (1984), Puff (1990) e Zhenquan *et al.* (1996).

3.3.1. Volume das câmaras de compressão

As câmaras formadas em um compressor *scroll* são divididas em três tipos, conforme ilustrado na Figura 3.14:

- i. Câmara de sucção, onde o gás é aprisionado entre as duas espirais no início do processo;
- ii. Câmara de compressão, correspondentes às regiões onde o gás é comprimido;
- iii. Câmara de descarga, onde o gás entra em contato com o sistema de descarga.

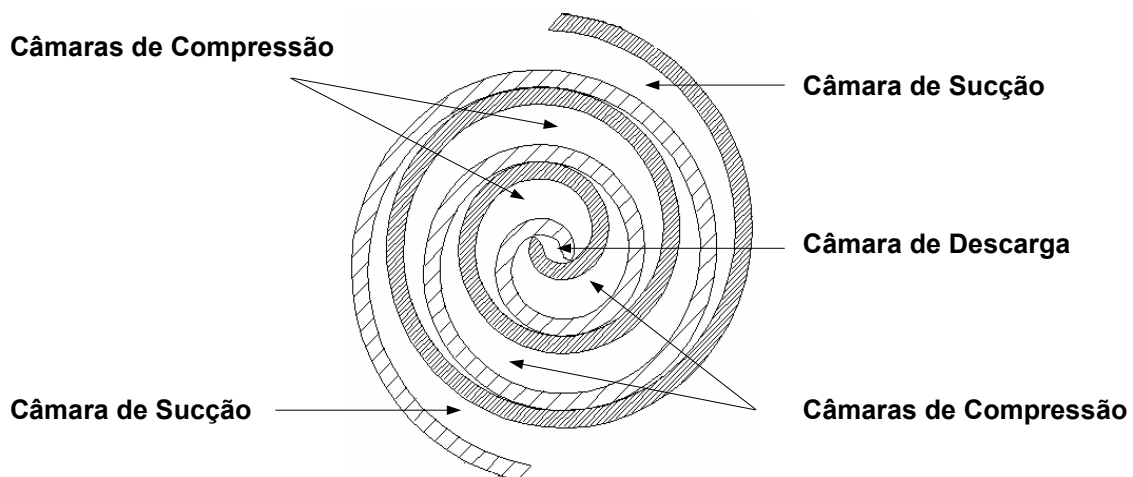


Figura 3.14 – Câmaras de sucção, compressão e descarga – compressor *scroll*.

Os volumes das câmaras podem ser obtidos de relações geométricas determinadas a partir dos pontos de contato entre as espirais; a dedução dessas equações é apresentada em detalhes no trabalho de Puff (1990).

Os parâmetros geométricos envolvidos no cálculo dos volumes das câmaras são apresentados na Figura 3.15, podendo-se observar que há duas câmaras em posições opostas

formadas em uma determinada posição do eixo. Segundo a literatura, é possível tratar essas câmaras como independentes, com valores de temperatura e pressão distintos, ou considerá-las como uma única câmara. No presente trabalho optou-se pela segunda alternativa e, desta forma, as equações que descrevem o volume das câmaras correspondem na verdade à soma de duas câmaras.

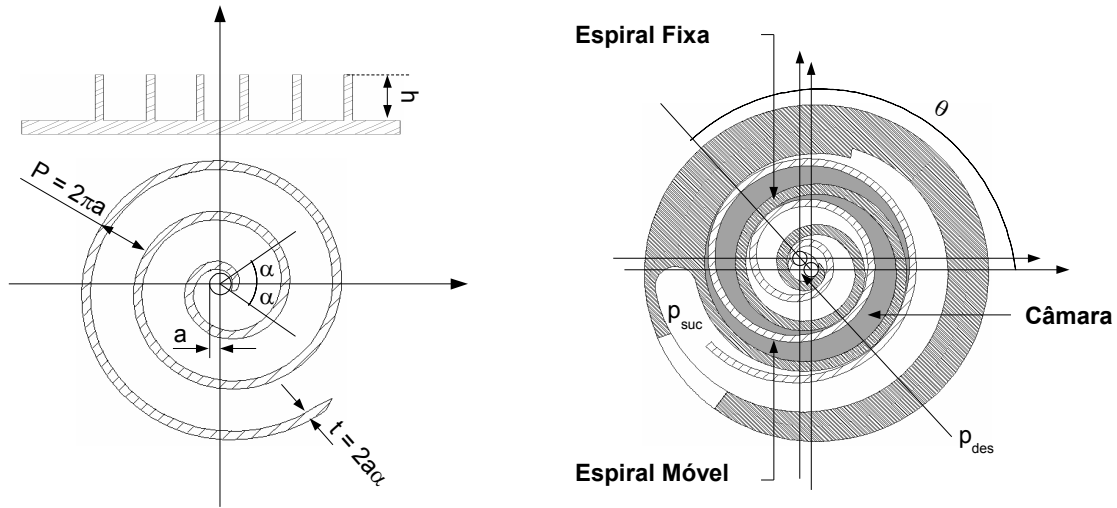


Figura 3.15 – Parâmetros geométricos das espirais – compressor *scroll*.

De acordo com Puff (1990), os volumes das câmaras de compressão são dados por:

$$V_i(\theta) = h\pi P(P - 2t) \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) \quad (3.76)$$

onde, h é a altura das espirais, $P(=2\pi a)$ é o passo da curva evolvente, $t(=2a\alpha)$ é a espessura das espirais, α é o ângulo de início da evolvente, a é o raio do círculo de base, θ é o ângulo do eixo de acionamento. Os volumes de compressão, identificado pelo índice i , podendo variar de 2 até N_{cam} . Assim, o valor de i igual a 1 não pode ser descrito pela equação acima, pois representa a câmara de descarga.

A equação (3.76) é válida no intervalo de $0 \leq \theta \leq 2\pi$ para todas as câmaras de compressão, com exceção da última câmara onde é necessário o uso de duas equações:

$$V_i(\theta) = h\pi P(P - 2t) \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) \quad (3.77)$$

para $0 \leq \theta \leq \theta_{des}$, e

$$V_i(\theta) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{9}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 - \left(\frac{7}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 \right] - 2a^2h\alpha \left(\frac{7}{2}\pi - \theta \right)^2 - \frac{2}{3}a^2h\alpha^3 + h(2s' - s) \quad (3.78)$$

para $\theta_{des} \leq \theta \leq 2\pi$, onde θ_{des} é o ângulo de descarga.

Da mesma forma, o volume da câmara de descarga também possui duas equações:

$$V_d(\theta) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{5}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 - \left(\frac{3}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 \right] - 2a^2h\alpha \left(\frac{3}{2}\pi - \theta \right)^2 - \frac{2}{3}a^2h\alpha^3 + h(2s' - s) \quad (3.79)$$

para $0 \leq \theta \leq \theta_{des}$, e

$$V_d(\theta) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{9}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 - \left(\frac{7}{2}\pi - \alpha - \theta \right)^3 \right] - 2a^2h\alpha \left(\frac{7}{2}\pi - \theta \right)^2 - \frac{2}{3}a^2h\alpha^3 + h(2s' - s) \quad (3.80)$$

para $\theta_{des} \leq \theta \leq 2\pi$, onde s e s' correspondem, respectivamente, às áreas de intersecção entre os dois círculos de base e à área remanescente do início da evolvente (Morishita *et al.*, 1984). Pode ser observado que as equações (3.78) e (3.80) correspondem ao mesmo volume, já que representam a mesma câmara depois da união.

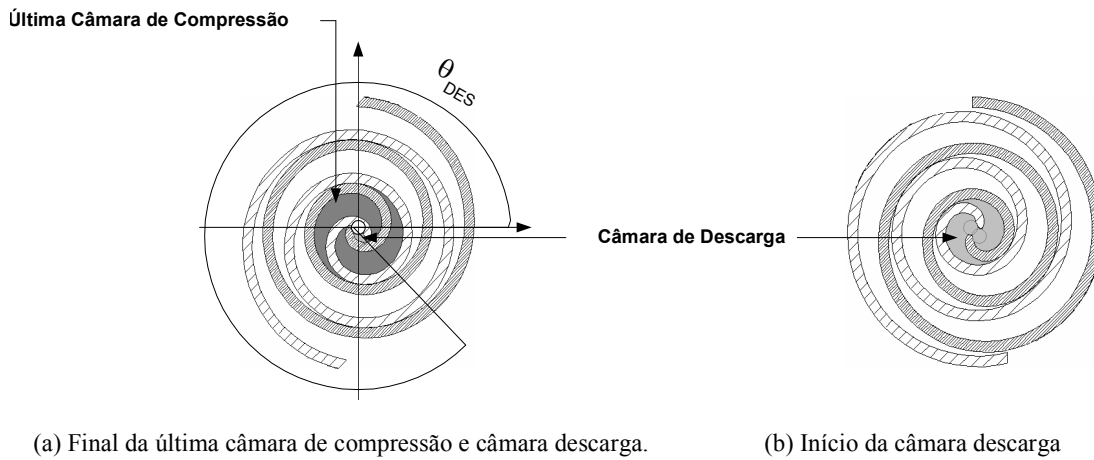


Figura 3.16 – Ângulo de descarga – compressor *scroll*.

O ângulo de descarga corresponde à posição do eixo de acionamento onde a última câmara de compressão se une ao volume final da câmara de descarga (Figura 3.16), passando a existir somente uma câmara e originando uma descontinuidade no valor do volume. Este fenômeno ocorre devido às características das curvas evolventes que geram as espirais e do acoplamento entre as mesmas. O volume final da câmara de descarga representa uma massa

residual de gás do ciclo de operação do compressor *scroll*. No momento da união da câmara de descarga com a penúltima câmara, a massa de gás residual entra em contato com outra porção de gás em uma pressão mais baixa. Em situações onde a razão de pressão do compressor é elevada, a diferença de pressão entre essas câmaras é acentuada, e o gás da câmara de descarga que é reexpandido, em seguida, comprimido novamente, aumentando a potência de compressão. O volume residual pode ser calculado a partir da equação do volume de descarga, equação (3.79), com θ igual a θ_{des} .

$$V_{res} = V_d(\theta_{des}) = \frac{1}{3}a^2h \left[\left(\frac{5}{2}\pi - \alpha - \theta_{des} \right)^3 - \left(\frac{3}{2}\pi - \alpha - \theta_{des} \right)^3 \right] - 2a^2h\alpha \left(\frac{3}{2}\pi - \theta_{des} \right)^2 - \frac{2}{3}a^2h\alpha^3 + h(2s' - s) \quad (3.81)$$

De acordo com Zhenquan *et al.* (1996), o volume da câmara de sucção pode ser considerado constante ao longo do processo de sucção ($0 < \theta < 360^\circ$). Assim da equação (3.76) para θ igual a zero e i igual à N_{cam} .

$$V_{suc} = V_{des} = h\pi P(P - 2t)(2N - 1) \quad (3.82)$$

O volume calculado pela equação (3.82) representa o volume deslocado pelo compressor.

3.3.2. Propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante

Diferentemente da modelação adotada para os compressores alternativo e de pistão rolante, a variação das propriedades termodinâmicas do gás dentro das câmaras foi avaliada através de um processo politrópico, considerando comportamento de gás ideal e propriedades uniformes ao longo do ciclo. Segundo Nieter e Gagne (1992), a determinação dos parâmetros de transferência de calor para os compressores *scroll* é pouco estudado e de difícil obtenção, sendo este o principal motivo para o uso de um expoente politrópico na maioria dos trabalhos que modelam este tipo de compressor.

Para o processo politrópico, a pressão p_i em cada câmara é relacionada com o volume específico v_i através de um expoente politrópico k :

$$p_i v_i^k = cte \quad (3.83)$$

Sabendo que $v_i = 1/\rho_i$ e $\rho_i = m_i/V_i$, onde ρ_i , V_i e m_i são, respectivamente, a massa específica, o volume e a massa correspondente à câmara i em um dado instante de tempo, pode-se escrever:

$$p_i \left(\frac{1}{\rho_i} \right)^k = p_i \left(\frac{V_i}{m_i} \right)^k = cte \quad (3.84)$$

Para o uso da equação (3.84) é necessária a determinação da massa de gás no interior de cada câmara (m_i) e o valor da constante (cte) ao longo do processo. A massa é obtida através da conservação da massa em cada câmara. A Figura 3.17 mostra os principais fluxos de massa envolvidos ao longo do processo de compressão.

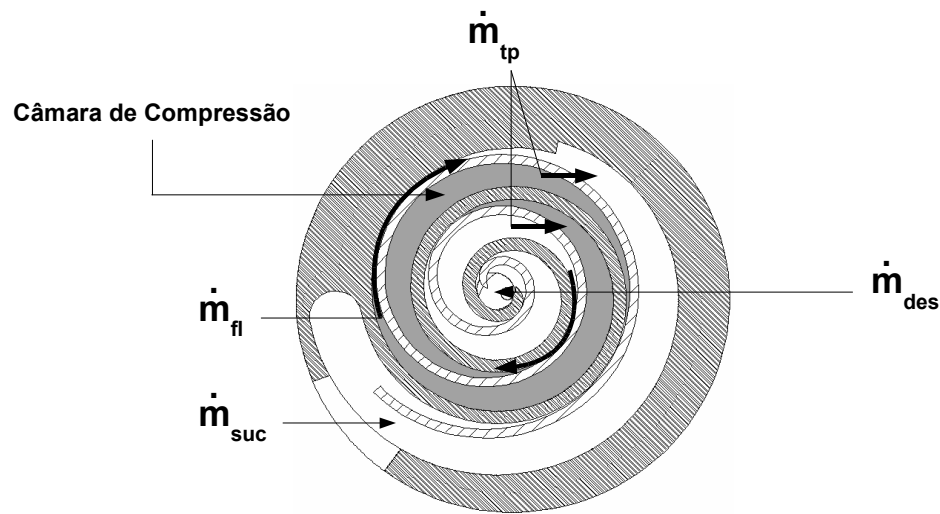


Figura 3.17 – Fluxos de massas no compressor *scroll*.

No compressor *scroll*, além da massa de gás succionado, \dot{m}_{suc} , e da massa descarregada através da válvula de descarga, \dot{m}_{des} , existem também fluxos de massas devido ao vazamento de topo, \dot{m}_{tp} , e ao vazamento de flanco, \dot{m}_{fl} . Ambos os vazamentos ocorrem entre a câmara onde o gás está sendo comprimido e as câmaras anterior e posterior, sendo decorrentes da diferença de pressão e das folgas radiais e de topo existentes entre as câmaras. A descrição e equacionamento para a determinação destes fluxos são apresentados nas próximas seções.

Aplicando a equação da conservação da massa para as câmaras de compressão, obtém-se:

$$\dot{m}_i - \dot{m}_{i+1} + \dot{m}_{i-1} = 0 \quad (3.85)$$

onde \dot{m}_{i+1} é a soma dos fluxos de massa de topo e de flanco perdida para a câmara anterior, cuja pressão é mais baixa, e \dot{m}_{i-1} é a soma desses fluxos recebidos da câmara posterior, na qual a pressão é mais elevada.

Para a câmara de descarga, pode haver o fluxo normal de massa através da válvula de descarga, \dot{m}_{des} , ou a possibilidade de refluxo, \dot{m}_{refdes} , não existindo a figura de uma câmara posterior:

$$\dot{m}_i - \dot{m}_{i+1} - \dot{m}_{des} + \dot{m}_{refdes} = 0 \quad (3.86)$$

Quando o gás é admitido na câmara de sucção, o processo pode ser considerado quase estático, pois as propriedades não sofrem grandes variações, assim:

$$p_i = p_{suc} \quad (3.87)$$

$$T_i = T_{suc} \quad (3.88)$$

$$\rho_i = \rho_{suc} \quad (3.89)$$

$$m_{suc} = \frac{\rho_{suc}}{V_{suc}} \quad (3.90)$$

Desta forma, com a conservação da massa e a condição da sucção definida é possível obter a constante da equação (3.83) e determinar a pressão para cada câmara em qualquer instante de tempo através da seguinte expressão:

$$p_i = p_{suc} \left(\frac{m_i}{\rho_{suc} V_i} \right)^k \quad (3.91)$$

Finalmente, da hipótese de gás ideal obtém-se então a temperatura para cada câmara em qualquer instante de tempo:

$$T_i = T_{suc} \left(\frac{p_i}{p_{suc}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.92)$$

3.3.3. Dinâmica das válvulas

Como já mencionado anteriormente, o compressor *scroll* necessita de uma válvula de descarga quando aplicado à condição de refrigeração doméstica. A válvula é do tipo automática e, assim, o cálculo de sua dinâmica é feito da mesma forma como no compressor alternativo. A determinação da área efetiva de força é obtida da mesma maneira apresentada na seção 3.1.3, onde se descreve os modelos utilizados para a dinâmica das válvulas para o compressor alternativo.

3.3.4. Fluxo de massa através da válvula de descarga

Da mesma maneira como no compressor alternativo, utiliza-se o modelo de bocal para estimar o fluxo de massa através da válvula de descarga, conforme representado pela equação (3.26). Para a sucção admite-se que não existam restrições ao escoamento. A determinação da área efetiva de escoamento é obtida da mesma maneira apresentada na seção 3.1.4, onde se descreve o fluxo de massa através das válvulas para o compressor alternativo.

3.3.5. Fluxo de massa através da folga de topo

Diferente do compressor de pistão rolante, as regiões de folgas do compressor *scroll* tem pouco contato com óleo lubrificante, Por este motivo, a grande maioria dos modelos de vazamento apresentados na literatura consideram que o fluxo é de refrigerante puro. Justamente por este motivo, observa-se na prática que o controle dimensional destas folgas é fundamental para a eficiência destes compressores.

A folga de topo ocorre entre a superfície superior da espiral móvel com a base da espiral fixa e vice e versa (Figura 3.18). De acordo com Puff (1990), este vazamento pode ser modelado com referência a um escoamento compressível isentrópico através de um bocal, aplicando um fator de correção (C) devido à perda de carga através da folga e à presença de óleo.

Com estas considerações, a equação (3.26) pode ser expressa da forma:

$$\dot{m}_p = C(\delta_t L(\theta)) p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{(k+1)/k}} \quad (3.93)$$

$$L(\theta) = \pi \left[a(2\pi(n-i+1) + (\pi - \theta)) - \frac{t}{2} \right] \quad (3.94)$$

onde δ_t é a folga de topo, L é o comprimento de um ponto de contato a outro que formam as câmaras (Figura 3.19). O comprimento entre os pontos de contato diminui à medida que as câmaras se aproximam do centro das espirais. As condições de pressão e temperatura a montante (p_{up} e T_{up}) e da pressão a jusante (p_{down}) depende do ponto de vazamento que está sendo analisado, ou seja, junto à câmara anterior ou junto à posterior. As condições de escoamentos crítico e subcrítico são também verificadas através da razão de pressão na condição crítica, indicada pela equação (3.27).

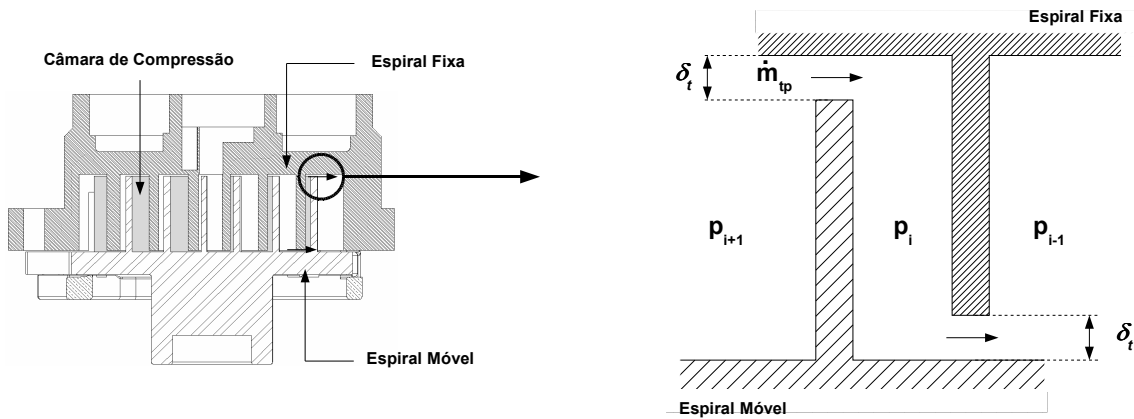


Figura 3.18 – Vazamento de topo no compressor *scroll*.

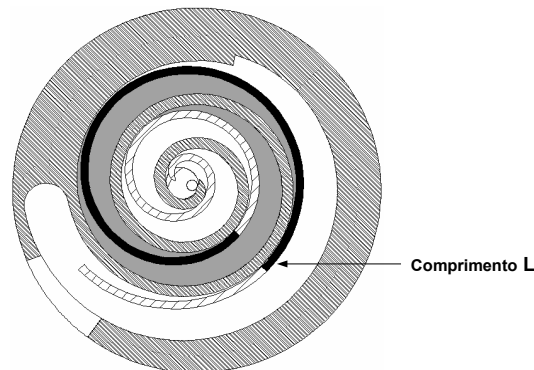


Figura 3.19 – Comprimento (L) entre os pontos de contato que formam as câmaras no compressor *scroll*.

3.3.6. Fluxo de massa através da folga de flanco

Este tipo de vazamento ocorre na folga formada entre os flancos das duas espirais, conforme mostrado na Figura 3.20.

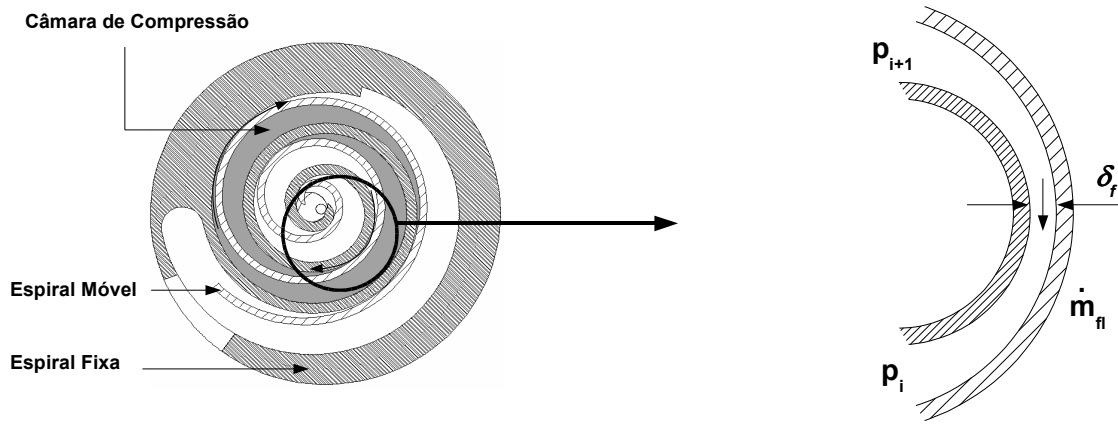


Figura 3.20 – Vazamento de flanco no compressor *scroll*.

Tal folga é prevista no acoplamento entre as espirais para que não haja contato físico entre as duas partes, caso contrário o atrito entre as superfícies seria intenso. Puff (1990) propõe a modelação deste vazamento também através da condição idealizada de um escoamento compressível isentrópico em um bocal, corrigida por um fator C . Assim,

$$\dot{m}_{fl} = C(\delta_f h) p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_{down}}{p_{up}}\right)^{(k+1)/k}} \quad (3.95)$$

onde δ_f é a folga de flanco e h é a altura das espirais.

Kim *et al.* (2002) sugere um valor igual a 0,1 para o fator C nos vazamentos de topo e de flanco.

3.4. Avaliação de Desempenho dos Compressores

Como descrito no capítulo 1, usualmente utiliza-se o coeficiente de performance COP para caracterizar o desempenho de compressores. Tal coeficiente, expresso pela equação (1.1), relaciona a capacidade de refrigeração fornecida com a potência total consumida pelo compressor. Por outro lado, o coeficiente de performance termodinâmico COP_{pV}, apresentado na equação (1.3), é definido pela relação entre a capacidade de refrigeração com a potência necessária exclusivamente para a compressão do gás, excluindo as potências despendidas em mancais e por ineficiências do motor elétrico.

Embora os coeficientes supracitados forneçam uma idéia do desempenho do compressor, nenhum deles fornece informações detalhadas sobre as várias ineficiências do

ciclo de compressão, responsáveis pela dissipação de energia e pela redução da vazão de massa, ou capacidade, do sistema.

Uma forma conveniente de discriminar as perdas em um compressor é a comparação do seu desempenho com o de um compressor “ideal”. Naturalmente, a comparação deve ser feita para a mesma geometria e com as temperaturas de subresfriamento e de superaquecimento, as pressões de evaporação e de condensação bem definidas. Além disto, o sistema de refrigeração é considerado sem perdas de carga no evaporador e no condensador, com uma expansão isoentálpica, conforme sugerido por Segarra *et al.* (2005) e ilustrado na Figura 3.21.

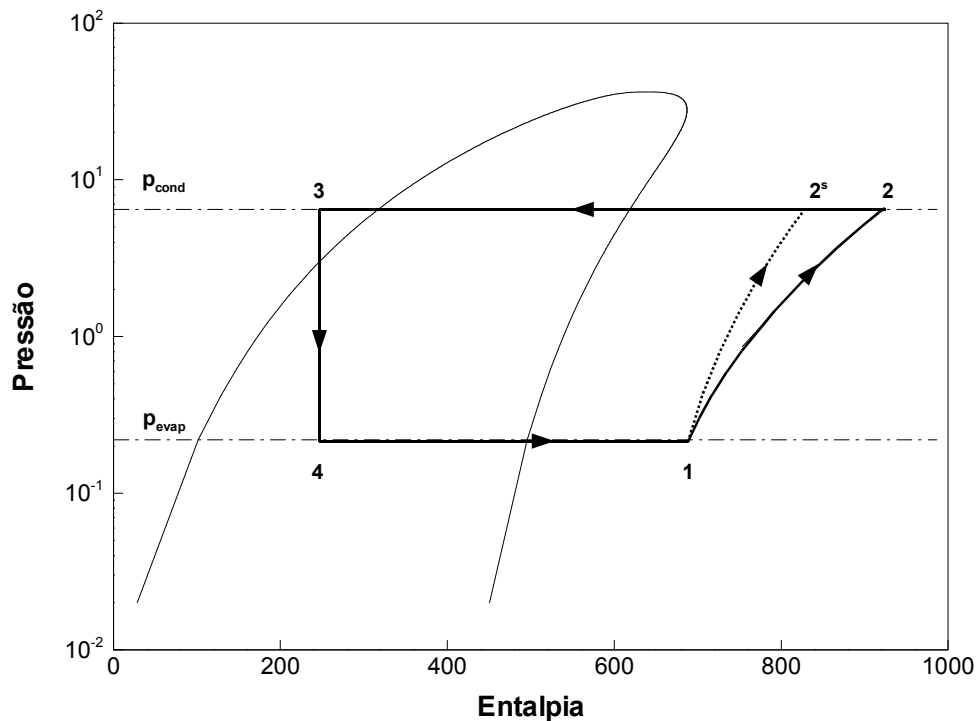


Figura 3.21 – Ciclo de refrigeração com compressor real (1234) e isentrópico (12^s34).

Na forma como exposto, o compressor ideal opera segundo um ciclo com processo de compressão e de expansão adiabáticos reversíveis, e processos de evaporação e condensação isobáricos, com níveis de pressão denotados por p_{evap} e p_{cond} , respectivamente. Além disto, assume-se que o fluido refrigerante comporta-se como um gás ideal ao longo de todo o processo. A partir destas considerações são necessários somente alguns parâmetros adicionais para definir a operação do compressor: (i) condições de temperatura e pressão na entrada e pressão de saída do compressor (T_1 , p_1 e p_2); (ii) propriedades do fluido refrigerante (R e c_p); (iii) características geométricas e de operação do compressor, representadas pelo volume

deslocado e pela frequência nominal de operação (V_{des} e f_n). Fazendo desta forma, a vazão volumétrica \dot{G}_s e o trabalho específico w_s associados ao compressor ideal podem ser calculados por:

$$\dot{G}_s = V_{des} f_n \quad (3.96)$$

$$w_s = RT_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.97)$$

onde $\Pi = p_1/p_2$ que é a razão de compressão e $\gamma = c_p/(c_p - R)$ é um expoente correspondente ao processo de compressão adiabático.

Definidas as condições de operação do compressor ideal, é possível associar as perdas de capacidade e de energia através das eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Assim, estas eficiências auxiliam o projetista a entender o quanto abaixo do compressor ideal está o desempenho do compressor real.

3.4.1. Perda de capacidade e eficiência volumétrica

A eficiência volumétrica global relaciona o fluxo de massa realmente fornecido pelo compressor com o fluxo de massa máximo, ou ideal, que poderia ser fornecido a partir das condições de temperatura e pressão, T_1 e p_1 , do fluido refrigerante na entrada do compressor:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_1 \dot{G}_s} \quad (3.98)$$

A avaliação da eficiência pode ser realizada através do cálculo separado das diversas parcelas que contribuem para a redução da vazão de massa do compressor.

A primeira fonte de ineficiência volumétrica ocorre devido ao deslizamento do eixo de acionamento, fazendo com que a frequência real de operação, f , seja diferente da frequência de operação nominal, f_n .

No caso do compressor alternativo, a presença do volume morto é outra fonte de redução do fluxo de massa, pois além de representar uma massa que não foi descarregada, o gás residual é posteriormente reexpandido, restringindo a sucção de gás. A vazão mássica com a inclusão do volume morto é expressa por:

$$\dot{m}_s^c = \rho_1 \dot{G}_s^c = \rho_1 V_{des} f_n \left[1 - (V_m/V_{des}) (\Pi^{1/\gamma} - 1) \right] \quad (3.99)$$

Outra perda de capacidade importante é devida ao superaquecimento (\dot{m}_{sup}) do gás da linha de sucção até a entrada na câmara de compressão. A transferência de calor das partes quentes do compressor para o gás ao longo deste caminho, reduz a massa específica do gás succionado e, conseqüentemente, diminui a massa bombeada. Conhecidas as propriedades do gás na entrada do compressor, ρ_{ls} , e do início do processo de compressão, ρ_s , é possível calcular as perdas por superaquecimento a partir da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{\text{sup}} = \rho_l \dot{G}_s \left(1 - \frac{\rho_s}{\rho_{ls}} \right) \quad (3.100)$$

Os vazamentos internos de gás, \dot{m}_{vaz} , durante a compressão do gás, são importantes fontes de ineficiência volumétrica, já que, uma parcela da massa ideal disponível no compressor é perdida através das folgas existentes na câmara de compressão.

As demais perdas no fluxo de massa, \dot{m}_{outros} , ocorrem nos sistemas de sucção e de descarga, devido a perdas de carga no escoamento e também ao refluxo em válvulas.

Introduzindo as contribuições individuais de cada uma das perdas supracitadas, pode-se reescrever a equação (3.98) como:

$$\eta_v = \eta_{v,f} \eta_{v,c} \eta_{v,v} = \left(\frac{f}{f_n} \right) \left(\frac{G_s^c}{G_s} \right) \left[1 - \left(\frac{m_{\text{sup}}}{\rho_l G_s} + \frac{m_{\text{vaz}}}{\rho_l G_s} + \frac{m_{\text{outros}}}{\rho_l G_s} \right) \right] \quad (3.101)$$

Deve ser observado que na equação acima, m_{sup} , m_{vaz} e m_{outros} não são vazões mássicas, mas sim as massas totais perdidas em um ciclo devido aos efeitos supracitados.

3.4.2. Perdas de energia e eficiência isentrópica

A eficiência isentrópica compara os trabalhos específicos realizados pelo compressor ideal (w_s) e pelo compressor real (w_{ind}) para comprimir uma mesma quantidade de massa, m , de fluido refrigerante.

$$\eta_s = \frac{m w_s}{m w_{\text{ind}}} = \frac{W_s}{W_{\text{ind}}} \quad (3.102)$$

Como indicado no capítulo 1, a potência real entregue ao gás pelo mecanismo de compressão é denominada de potência indicada, e representa o trabalho total por ciclo utilizado para comprimir o gás. Este trabalho é obtido pela área delimitada pelo ciclo de

compressão em um diagrama pV , também denominado de diagrama indicado, e pode ser expresso da seguinte forma:

$$W_{ind} = \oint p dV \quad (3.103)$$

A Figura 3.22 apresenta os diagramas indicados de um compressor alternativo real, representado pela linha cheia, e de um compressor ideal, representado pela linha tracejada, onde é possível identificar as ineficiências energéticas, as quais ocorrem de forma semelhante para os compressores de pistão rolante e *scroll*.

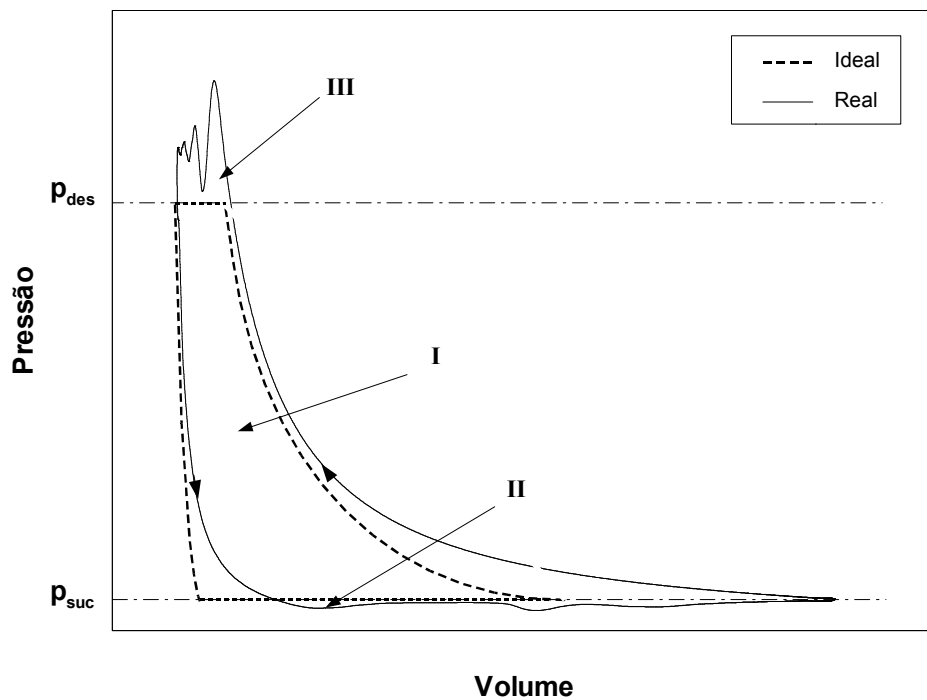


Figura 3.22 – Diagrama pV para um compressor alternativo real e ideal (com volume morto).

A região I, formada pela área acima da pressão de sucção e abaixo da pressão de descarga, representa o trabalho efetivamente necessário para comprimir o gás. A diferença entre as curvas dos processos real e ideal deve-se principalmente às condições iniciais de temperatura e pressão, vazamentos, atrito viscoso e transferência de calor ao longo do processo de compressão e expansão. Em particular, a transferência de calor causa o superaquecimento do fluido refrigerante ao ser succionado para o interior da câmara de compressão. O processo de sucção iniciando a uma temperatura mais elevada, faz com que o gás ao longo da compressão alcance níveis de pressão maiores, aumentando a potência

necessária para a compressão do gás. No caso de vazamentos, a energia empregada para comprimir o gás que vaza é perdida com a massa e não retorna ao sistema.

As regiões II e III representam, respectivamente, as perdas nos sistemas de sucção e de descarga, correspondendo a um trabalho adicional necessário para succionar e descarregar o fluido refrigerante. Estas perdas se caracterizam como perdas de carga no sistema, geradas principalmente por restrições dos orifícios, filtros de sucção e de descarga e características da dinâmica das válvulas.

Da mesma forma como realizado para a eficiência volumétrica, é possível separar os efeitos das perdas na eficiência isentrópica, permitindo a análise separada de cada parte do processo de compressão. Assim as áreas das regiões I, II e III, correspondem respectivamente, aos trabalhos efetivo W_{efet} , de sucção W_{suc} e de descarga W_{des} . Logo, a eficiência isentrópica se reduz à seguinte equação:

$$\eta_s = 1 - \left[\frac{W_{ef} - W_s}{W_{ind}} + \frac{W_{suc}}{W_{ind}} + \frac{W_{des}}{W_{ind}} \right] \quad (3.104)$$

3.5. Conclusão

Os modelos apresentados neste capítulo fornecem uma descrição integral do desempenho termodinâmico dos três mecanismos de compressão escolhidos para a análise, incluindo o funcionamento de seus principais componentes. Por se tratarem de modelos simplificados, os mesmos necessitam de informações sobre a mistura de óleo e fluido refrigerante, o perfil térmico e áreas efetivas de força e escoamento das válvulas. A partir desses modelos é possível o levantamento das perdas de cada compressor, identificando o impacto sobre o coeficiente de performance termodinâmico (COP_{pV}).

CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA NUMÉRICA

O presente capítulo apresenta a metodologia numérica utilizada para solução das equações que descrevem o ciclo de operação dos três compressores incluídos na análise. Além disto, são relacionados os dados de entrada necessários para a simulação, tais como: propriedades do óleo lubrificante e do fluido refrigerante, curvas de solubilidade da mistura óleo/fluido refrigerante, características da dinâmica das válvulas, condições de operação dos compressores e parâmetros geométricos.

A representação matemática do ciclo de operação dos compressores, de acordo com uma formulação integral, resulta em um conjunto de equações diferenciais ordinárias que descrevem as variações temporais das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante. As equações são resolvidas numericamente através do método de Euler, utilizando uma formulação explícita no tempo. A simulação é realizada ao longo de um número N de ciclos de operação do compressor, até que as propriedades de interesse converjam para um comportamento de variação periódica. O número de ciclos N , necessários para a convergência varia de acordo com o tipo de compressor.

As metodologias de simulação numérica podem ser divididas em três etapas: (i) leitura dos dados de entrada, juntamente com a inicialização dos campos de temperatura e pressão; (ii) cálculo das variações das propriedades termodinâmicas ao longo do processo de compressão e (iii) avaliação do desempenho e das perdas inerentes ao compressor. A seguir são descritas as três etapas supracitadas, através do algoritmo de solução do conjunto de equações para cada compressor.

Para a análise comparativa dos três mecanismos de compressão é necessário que cada um dos mesmos esteja otimizado nas diferentes condições de aplicação, a fim de garantir uma avaliação consistente. Uma descrição do procedimento de otimização é também fornecida no presente capítulo.

4.1. Considerações Iniciais

É importante salientar que as equações usualmente empregadas na simulação de compressores englobam modelos para o cálculo de propriedades termodinâmicas, da dinâmica do mecanismo e das perdas mecânicas. Além disto, valores da eficiência dos motores elétricos

são também usados, a fim de se obterem o consumo total de energia e o coeficiente de performance do compressor (COP). Os modelos da dinâmica dos mecanismos e das perdas mecânicas associadas aos mesmos são abordados em Ussyk (1984), Gasche (1996) e Puff (1990) para os compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, respectivamente.

O foco do presente trabalho foi restringido à avaliação das perdas termodinâmicas dos compressores, uma vez que a inclusão de perdas mecânicas implicaria em um tempo de processamento bem mais elevado, além de tornar a análise comparativa muito mais complexa.

4.2. Compressor Alternativo

O procedimento de cálculo se inicia com a leitura dos dados de entrada, os quais, conforme mostrado na Tabela 4.1, podem ser divididos em cinco grupos: (i) condições de operação; (ii) características geométricas e coeficientes para as equações de dinâmica das válvulas; (iii) perfil térmico do compressor; (iv) propriedades do fluido refrigerante, do óleo e da mistura óleo/refrigerante e (v) parâmetros da simulação.

Tabela 4.1 – Dados de entrada para a simulação do compressor alternativo.

Dado de Entrada		Parâmetro	Simbologia
Condições de operação		Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento, superaquecimento e frequência de operação.	$T_{evap}, T_{cond}, T_{sub}, T_{sup}, f$
Características geométricas e operacionais.	Bomba de Compressão	Diâmetro do pistão, excentricidade, volume morto, diâmetros dos orifícios de sucção e descarga e folga pistão/cilindro	$D_p, e, V_m, D_{osuc}, D_{odes}, \delta_{pc}$
	Válvulas	Rigidez e frequência natural das válvulas de sucção e descarga, áreas efetivas de força e escoamento em função do deslocamento da válvula.	$K_{suc}, \dot{m}_{suc}, K_{des}, \dot{m}_{des}, A_{efsuc}(x_{suc}), A_{eesuc}(x_{suc}), A_{efdes}(x_{des}), A_{eedes}(x_{des})$
Perfil térmico		Temperaturas de sucção, câmara de descarga e paredes do cilindro.	$T_{suc}, T_{des}, T_{cil}$
Propriedades do fluido refrigerante.		Constante do gás, expoente politrópico e calores específicos.	R, k, c_p, c_v
Parâmetros da simulação.		Variação do ângulo do eixo de manivela e número total de ciclos.	$\Delta\theta, N_{ciclos}$

Após a leitura dos dados de entrada, os valores de pressão e temperatura são inicializados. A simulação é iniciada com o pistão no ponto morto inferior (PMI), correspondente ao ângulo zero da posição do eixo do motor, com as válvulas fechadas e o gás no interior do cilindro nas condições de temperatura e pressão da câmara de sucção ($T_i = T_{suc}$

e $p_i = p_{suc}$). Pode-se então calcular a massa inicial de refrigerante a partir de sua densidade e do volume da câmara de compressão. Finalmente, a partir das temperaturas de evaporação e condensação são determinadas as correspondentes pressões.

A partir dos valores iniciais de pressão e temperatura na câmara de compressão, simula-se o processo de compressão para uma revolução completa do eixo do motor. As propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no interior do cilindro são calculadas para posições angulares crescentes do eixo do motor, obtidas através de incrementos angulares $\Delta\theta$.

As características geométricas e a posição angular do eixo permitem a determinação do volume da câmara de compressão, empregando a equação (3.3). Em seguida, procede-se o cálculo da entalpia, do calor específico a volume constante e do volume específico no interior das câmaras de compressão, de sucção e de descarga através da equação de estado. O coeficiente de transferência de calor por convecção na câmara de compressão é obtido através da relação de Annand (1963), com base em propriedades físicas do fluido refrigerante avaliadas a partir do perfil térmico do compressor. Realizando um balanço de massa no cilindro a partir dos fluxos de massa através de sua superfície, determinados no instante de tempo anterior, pode-se encontrar a massa contida no volume no tempo atual.

Uma vez determinados os parâmetros geométricos da câmara de compressão, as propriedades termodinâmicas, o coeficiente de transferência de calor, a massa de fluido no cilindro, é possível calcular a temperatura e a pressão no interior do cilindro no tempo atual, aplicando a equação da conservação da energia, equação (3.17), com auxílio da equação de estado.

Com a nova condição de pressão no interior da câmara de compressão conhecida, pode-se calcular a diferença entre os valores da mesma e das pressões nas câmaras de sucção e de descarga. Caso a força originada pela diferença de pressão seja suficiente para abrir uma das válvulas, a equação da dinâmica (3.24) é resolvida e uma nova posição de abertura da válvula é encontrada. Por sua vez, conhecida a abertura da válvula, pode-se então determinar o fluxo de massa através da mesma empregando as correlações de áreas efetivas de escoamento, conforme definido pela equação (3.26).

A posição ocupada pelo pistão em cada instante de tempo permite calcular a sua velocidade instantânea e, junto com a informação da diferença de pressão entre o cilindro e a carcaça do compressor, obter também o vazamento de fluido refrigerante através da folga entre as paredes do pistão e do cilindro, empregando as equações (3.30) e (3.33).

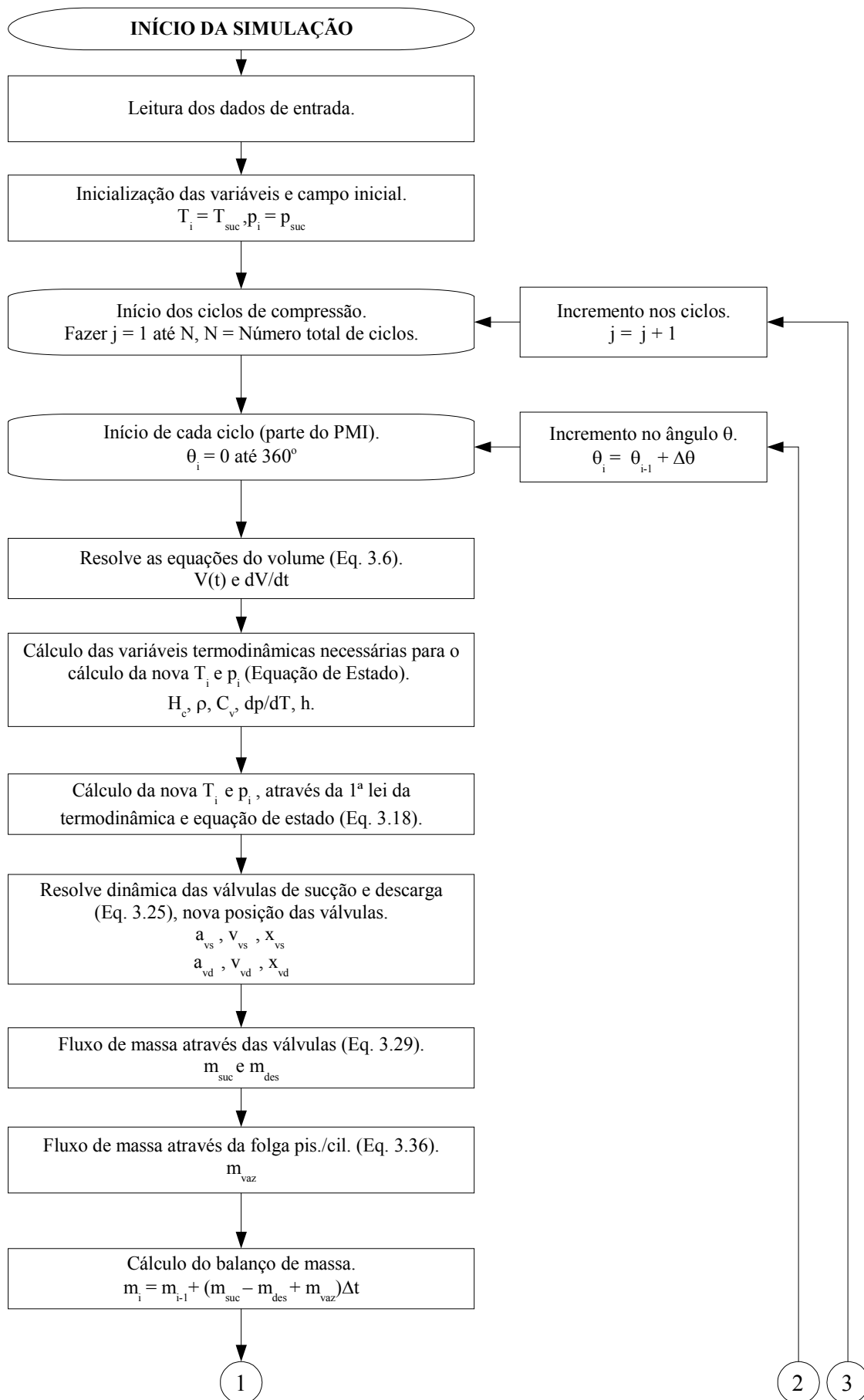
Os dados de temperatura, pressão e fluxos de massa são armazenados e usados na avaliação das propriedades do próximo passo de tempo. Ao final de uma revolução completa inicia-se o próximo ciclo e o processo continua desta forma até que se alcance o número de ciclos, N_{ciclos} , requeridos para garantir uma variação periódica de todas as variáveis. No último ciclo, calcula-se o trabalho realizado, a massa recebida e fornecida através de válvulas e vazamentos, além de armazenar os valores da temperatura, da pressão e do deslocamento das válvulas em cada posição angular do ciclo.

Depois de concluída a simulação do processo de compressão, são calculadas as variáveis relativas ao desempenho do compressor, tais como o coeficiente de performance termodinâmico, a capacidade de refrigeração, as eficiências volumétrica e isentrópica, perdas termodinâmicas e perdas no fluxo de massa, concluindo assim a avaliação do compressor.

A Tabela 4.2 resume os parâmetros adotados para a avaliação do desempenho do compressor e a Figura 4.1 apresenta o fluxograma completo da simulação.

Tabela 4.2 – Variáveis de saída da simulação do compressor alternativo.

Dado de Saída	Parâmetro	Simbologia
Performance do compressor	Capacidade de refrigeração e fluxo de massa bombeado.	$\dot{Q}_e, \dot{m}_{real}$
Eficiências	Volumétrica e isentrópica.	η_v, η_s
Perdas de energia	Potência indicada, perdas na sucção e descarga.	$P_{ind}, P_{suc}, P_{des}$
Perdas no fluxo de massa	Refluxo na sucção, refluxo na descarga e vazamento pela folga pistão/cilindro.	$\dot{m}_{refsuc}, \dot{m}_{refdes}, \dot{m}_{vaz}$
Variáveis armazenadas ao longo do processo.	Ângulo de deslocamento do eixo do motor, temperatura e pressão no interior da câmara de compressão e deslocamentos das válvulas.	$\theta, T_b, p_b, x_{suc}, x_{des}$



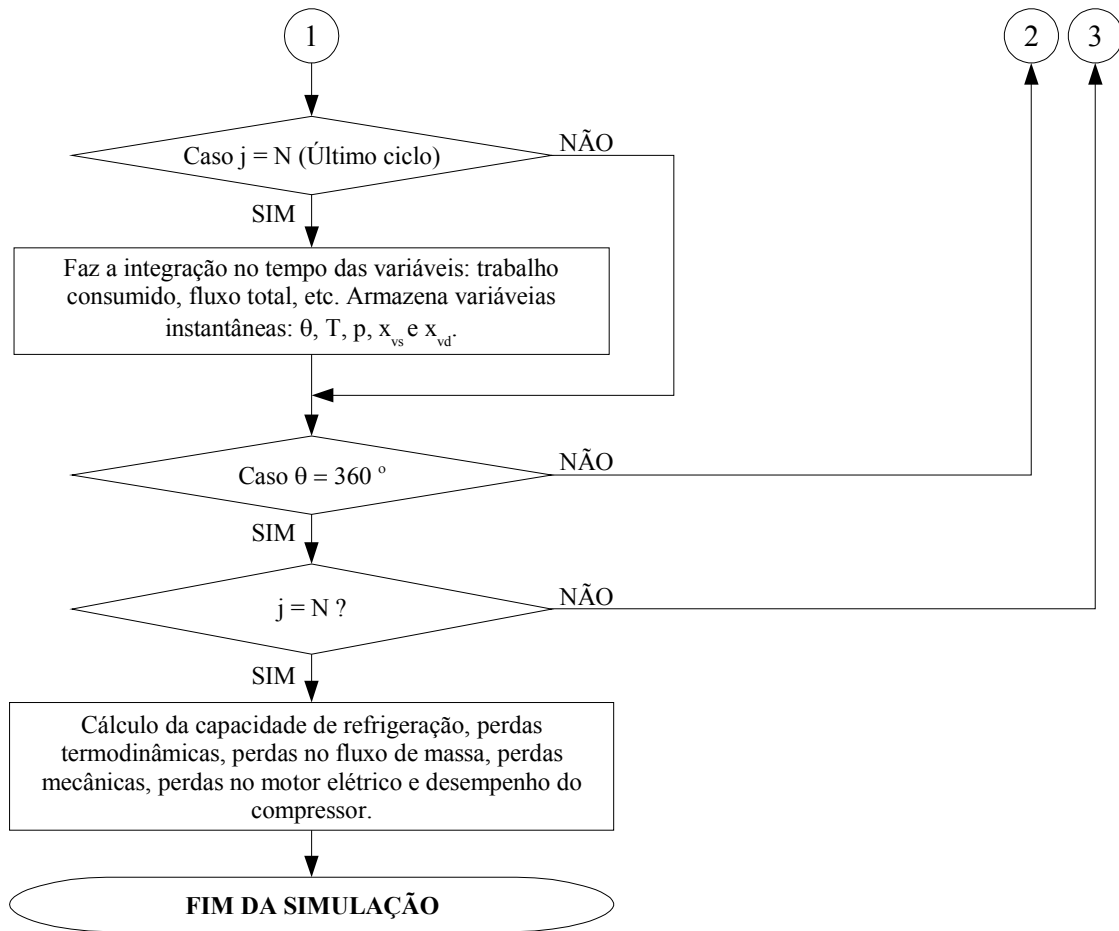


Figura 4.1 – Fluxograma da metodologia numérica do compressor alternativo.

4.3. Compressor de Pistão Rolante

A etapa inicial da simulação do compressor de pistão rolante é semelhante à do compressor alternativo. No entanto, além de dados de entrada para as propriedades do fluido refrigerante, são requeridas também propriedades do óleo lubrificante e da mistura óleo/refrigerante. A razão disto se deve ao fato de que o cálculo do vazamento de refrigerante pelas folgas é realizado a partir da solubilidade do refrigerante no óleo. A Tabela 4.3 apresenta os cinco grupos de dados de entrada necessários para a simulação do compressor de pistão rolante.

A condição inicial para a simulação do compressor, definida como ângulo zero, assume o pistão rolante posicionado sobre a palheta e a válvula de descarga fechada, havendo desta forma somente uma câmara no início do processo (Figura 4.2). Nesta situação, a câmara encontra-se nas condições de temperatura e pressão da sucção ($T_{is} = T_{ic} = T_{suc}$ e $p_{is} = p_{ic} = p_{suc}$). A partir das condições de sistema adotadas na simulação do compressor e da equação de estado, são determinadas então as pressões de evaporação e de condensação.

Tabela 4.3 – Dados de entrada para a simulação do compressor de pistão rolante.

Dado de Entrada		Parâmetro	Simbologia
Condições de operação		Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento, superaquecimento e frequência de operação.	$T_{evap}, T_{cond}, T_{sub}, T_{sup}, f$
Características geométricas e operacionais.	Bomba de Compressão	Raio interno do cilindro, raio externo e interno do pistão rolante, excentricidade, altura do cilindro, comprimento da palheta, largura da palheta, raio do topo da palheta, diâmetro do orifício de sucção e descarga, volume da câmara de descarga, ângulo da posição do orifício de sucção e descarga, folga mínima, folga nas laterais da palheta, folga da palheta no interior da câmara de compressão, folga de topo entre pistão rolante e mancais.	$R_c, R_p, R_{pi}, e, H_c, L_b, B_b, R_b, D_{osuc}, D_{odes}, V_{cdes}, \theta_{suc}, \theta_{des}, \delta_{min}, \delta_{fb}, \delta_p, \delta_{bc}$
	Válvulas	Rigidez e frequência natural da válvula de descarga, áreas efetivas de força e escoamento em função do deslocamento da válvula.	$K_{des}, fn_{des}, A_{efdes}(x_{des}), A_{eedes}(x_{des})$
Perfil térmico		Temperaturas de sucção, de descarga e das paredes do cilindro na região das câmaras de sucção e compressão, temperatura do óleo.	$T_{suc}, T_{des}, T_{cils}, T_{cile}, T_{oleo}$
Propriedades do fluido refrigerante, do óleo lubrificante e da mistura óleo/lubrificante.		Constante do gás, expoente politrópico, calores específicos, viscosidade absoluta e densidade do óleo, solubilidade do refrigerante no óleo em função da temperatura.	$R, k, c_p, c_v, \mu_{oleo}, \rho_{oleo}, sol(T_{oleo})$
Parâmetros da simulação.		Variação do ângulo do eixo de manivela e número total de ciclos.	$\Delta\theta, N_{ciclos}$

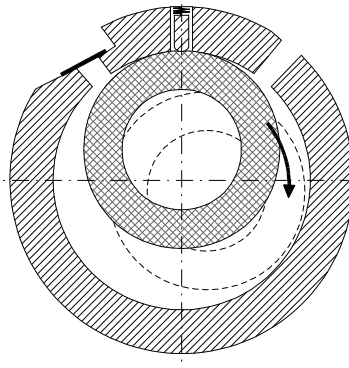


Figura 4.2 – Ângulo zero para o início do processo de compressão do compressor de pistão rolante.

Da mesma forma como no compressor alternativo, o processo de compressão ocorre a cada revolução do eixo do motor, numericamente resolvido através de incrementos angulares $\Delta\theta$. No início de cada iteração são calculados os volumes correspondentes às câmaras de

compressão e de sucção, conforme indicados pelas equações (3.34) e (3.41), e suas respectivas variações com o tempo. Além disto, avaliam-se também a entalpia, o calor específico a volume constante, o volume específico e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes sólidas da câmara de compressão.

O balanço de massa realizado para as câmaras de sucção e de descarga difere daquele do compressor alternativo, sendo também distinto de acordo com a posição do pistão rolante: (i) entre a posição inicial e aquela sobre o orifício de sucção, (ii) posições intermediárias entre as passagens sobre os orifícios de sucção e de descarga e (iii) entre a passagem sobre o orifício de descarga e a posição final (Figura 4.3).

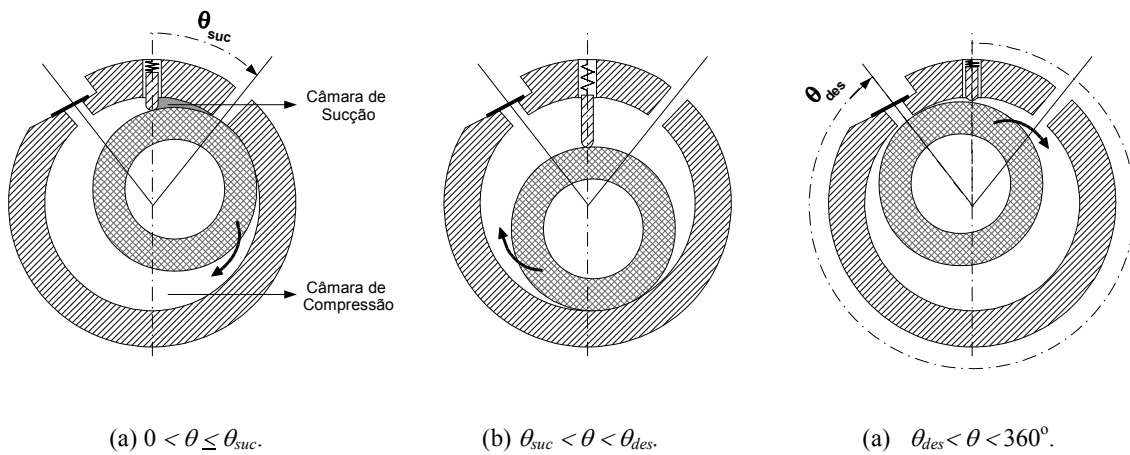


Figura 4.3 – Divisão do processo de compressão para o compressor de pistão rolante.

No primeiro intervalo de deslocamento ($0 < \theta \leq \theta_{suc}$) tem-se a criação do volume de sucção e uma variação do volume da câmara de compressão. Devido ao pequeno volume de sucção formado neste intervalo, a massa contida no mesmo é aproximada pelo produto da densidade na condição de sucção e o volume instantâneo da câmara, além das eventuais contribuições de fluxo de massa provenientes da carcaça e da câmara de compressão através de vazamentos nas folgas. Já para a câmara de compressão, a massa instantânea é obtida através de um balanço de massa a partir contribuições do fluxo através do orifício de sucção e de vazamentos para a câmara de sucção.

No segundo intervalo ($\theta_{suc} < \theta < \theta_{des}$), a câmara de sucção entra em contato com o orifício de sucção e a câmara de compressão se fecha, começando a comprimir o gás refrigerante. A massa na câmara de sucção é dada pela soma da massa da interação anterior com a massa que entra pelo orifício de sucção e por vazamentos da câmara de compressão. Já a massa instantânea na câmara de compressão é obtida pela subtração do fluxo de massa

através da válvula de descarga, caso a mesma esteja aberta, além de vazamentos nas diversas folgas.

No último intervalo ($\theta_{des} < \theta < 360^\circ$), iniciado com a sobreposição do orifício de descarga pelo pistão, tem-se dois momentos. Inicialmente, logo após o pistão cobrir o orifício de descarga, a válvula de descarga está ainda se fechando. Em um segundo momento, a válvula fecha e o orifício de descarga passa a ser exposto na câmara de sucção, reexpandindo o gás no seu interior. Por outro lado, o gás aprisionado na câmara de compressão tem a sua massa afetada por vazamentos através de diferentes folgas, incluindo através da folga mínima para a câmara de sucção. Ao longo de todo o intervalo, incluindo ambos os momentos aqui descritos, a câmara de sucção permanece sempre em contato com o orifício de sucção.

A temperatura e a pressão no interior das câmaras de sucção e de compressão são avaliadas aplicando as equações (3.52) e (3.57), respectivamente, desenvolvidas a partir da primeira lei da termodinâmica, e com o auxílio da equação de estado.

Com a pressão na câmara de compressão conhecida, calcula-se então a dinâmica da válvula de descarga por meio da equação (3.24) e, em seguida, o fluxo de massa descarregado pela mesma. Da mesma forma, o fluxo de massa através do orifício de sucção pode ser também avaliado. Na sequência, obtêm-se os fluxos de massa através das folgas através das correspondentes equações desenvolvidas na seção 3.2, permitindo assim determinar a massa no interior de cada câmara. Os dados de temperatura, pressão e fluxos de massa obtidos são então armazenados e usados para a avaliação das propriedades do fluido refrigerante na próxima posição angular.

Ao início de um novo ciclo de compressão, os valores de temperatura e pressão na câmara de compressão, ainda em contato com o orifício de sucção, correspondem àqueles avaliados na última posição angular do ciclo anterior. Já o gás no interior da câmara de sucção sendo formada deve ter suas condições de temperatura e pressão inicializadas. No presente procedimento tais condições são consideradas iguais às condições do gás na sucção.

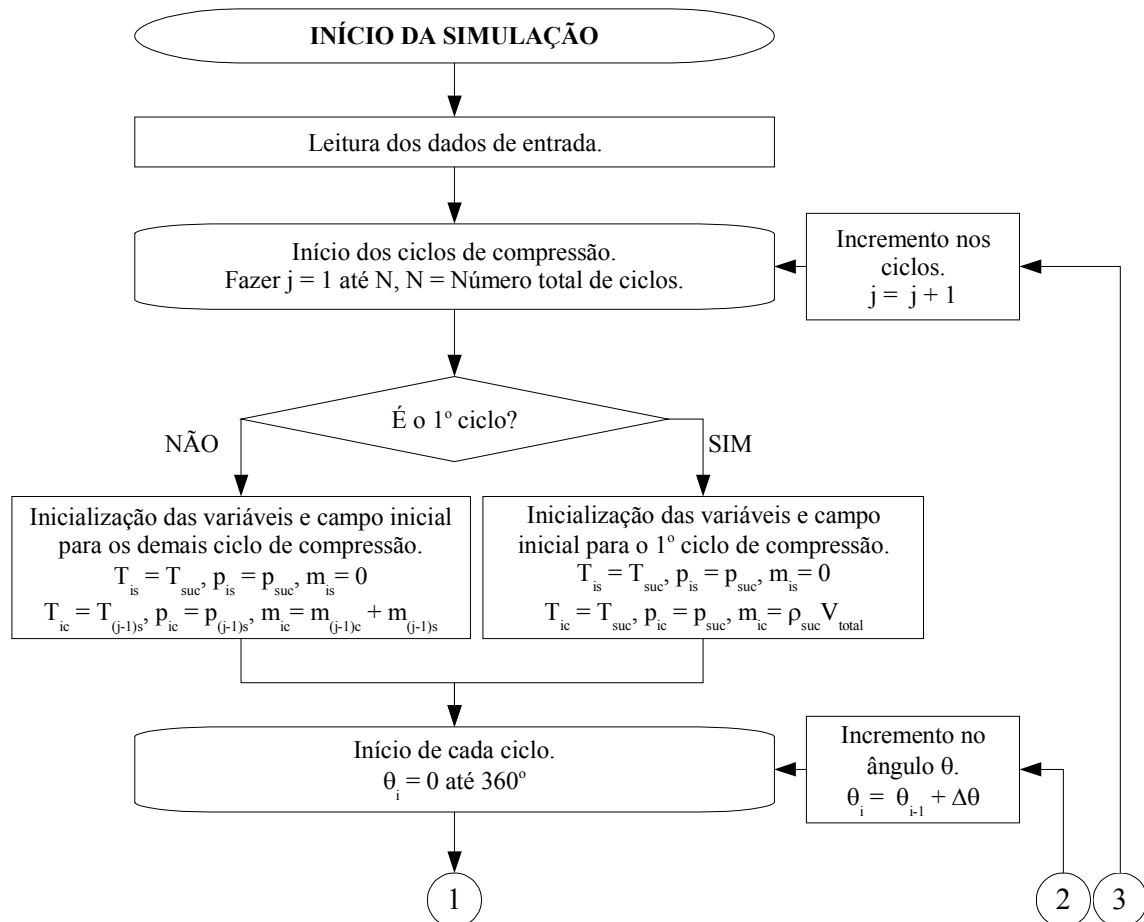
No último ciclo de compressão resolvido numericamente, avaliam-se as variáveis de interesse, tais como trabalho realizado, massa succionada, descarregada e vazada. Além disto, para posição angular do ciclo, são também registradas os valores de temperatura, pressão, deslocamento da válvula de descarga, entre outras.

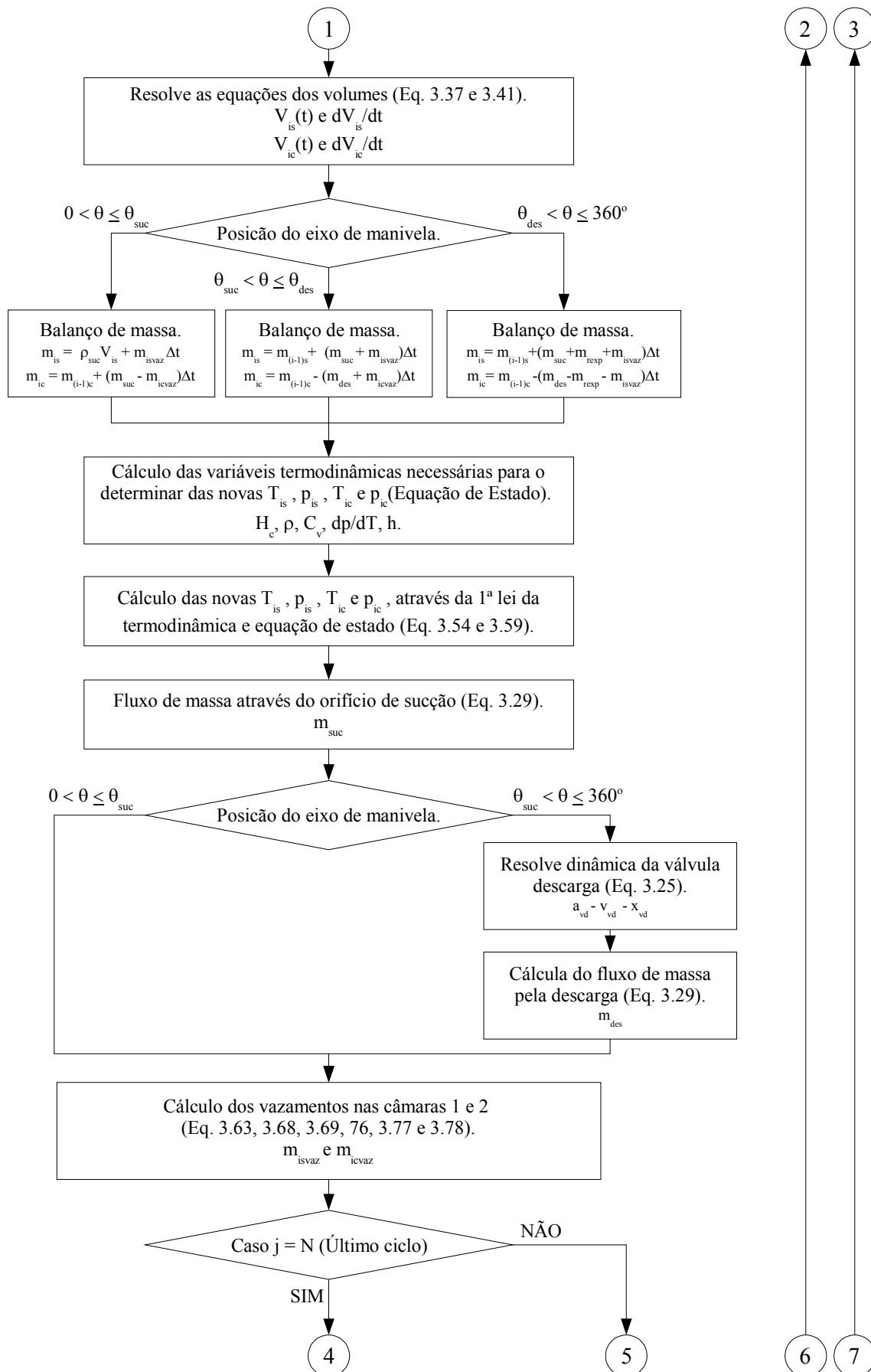
Conforme indicado na tabela 4.4, ao final da simulação, o desempenho do compressor pode ser avaliado a partir do cálculo do coeficiente de performance termodinâmico, da capacidade de refrigeração, das eficiências volumétrica e isentrópica, e de perdas

termodinâmicas e por fluxo de massa. A Figura 4.4 apresenta o fluxograma do cálculo do ciclo de compressão do compressor de pistão rolante, conforme descrito anteriormente.

Tabela 4.4 – Dados de saída da simulação do compressor de pistão rolante.

Dado de Saída	Parâmetro	Simbologia
Performance do compressor	Capacidade de refrigeração e fluxo de massa bombeado.	$\dot{Q}_e, \dot{m}_{\text{real}}$
Eficiências	Volumétrica e isentrópica.	η_v, η_s
Perdas de energia	Potência indicada, perdas na sucção e descarga.	$P_{\text{ind}}, P_{\text{suc}}, P_{\text{des}}$
Perdas no fluxo de massa	Refluxo na sucção e na descarga, fluxo de massa que reexpande da compressão para a sucção, vazamento pela folga mínima, através das laterais da palheta, através da folga de topo do pistão rolante e através da folga de topo da palheta.	$\dot{m}_{\text{refsuc}}, \dot{m}_{\text{refdes}}, \dot{m}_{\text{reexp}}, \dot{m}_{\text{bc}}, \dot{m}_{\text{ps}}, \dot{m}_{\text{fbs}}, \dot{m}_{\text{fmin}}$
Variáveis armazenadas ao longo do processo.	Ângulo de deslocamento do eixo do motor, temperatura e pressão no interior das câmaras de sucção e compressão e deslocamento da válvula de descarga.	$\theta, T_{\text{is}}, p_{\text{is}}, T_{\text{ic}}, p_{\text{ic}}, x_{\text{des}}$





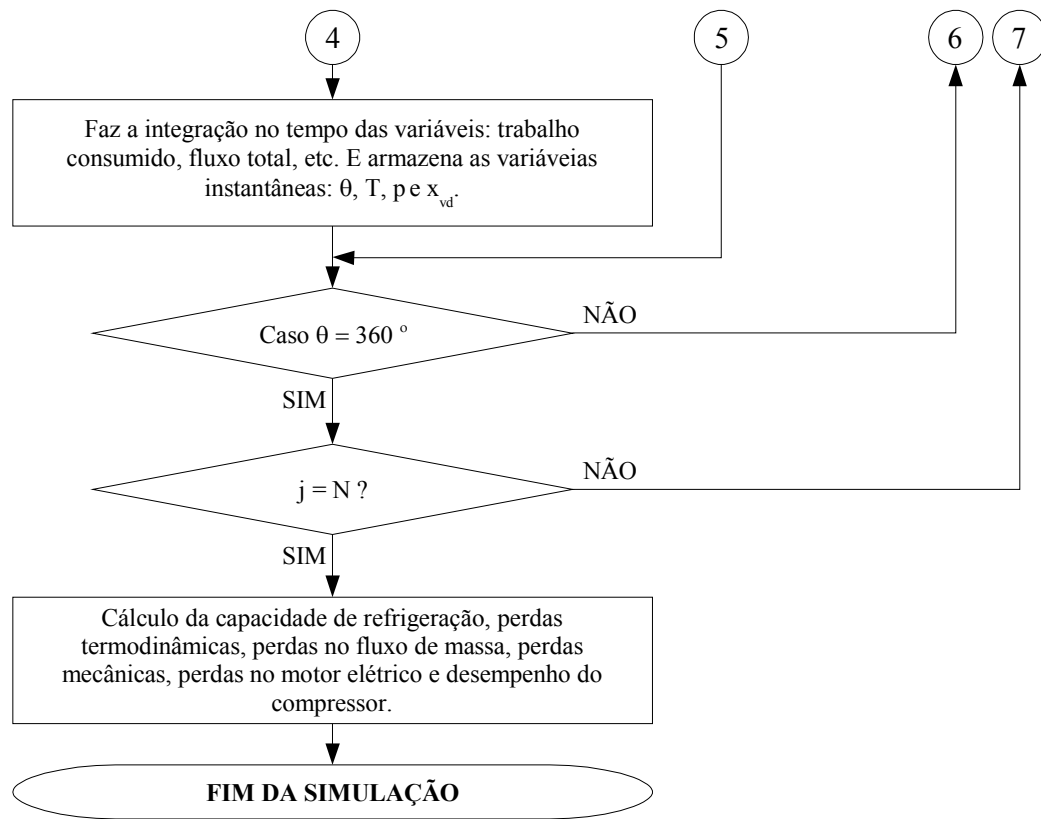


Figura 4.4 – Fluxograma da metodologia numérica do compressor de pistão rolante.

4.4. Compressor de Espirais (*Scroll*)

Embora a metodologia de simulação do compressor *scroll* siga um fluxograma similar aos dos demais compressores, o ciclo de compressão não ocorre em apenas uma revolução completa, e sim ao longo de um número de revoluções diretamente proporcional ao número de câmaras, N_{cam} , de compressão do compressor. Isto acontece, pois cada uma das câmaras que se forma deve passar por posições intermediárias, alcançadas a cada revolução, até alcançar o orifício de descarga, conforme ilustrado na Figura 1.7.

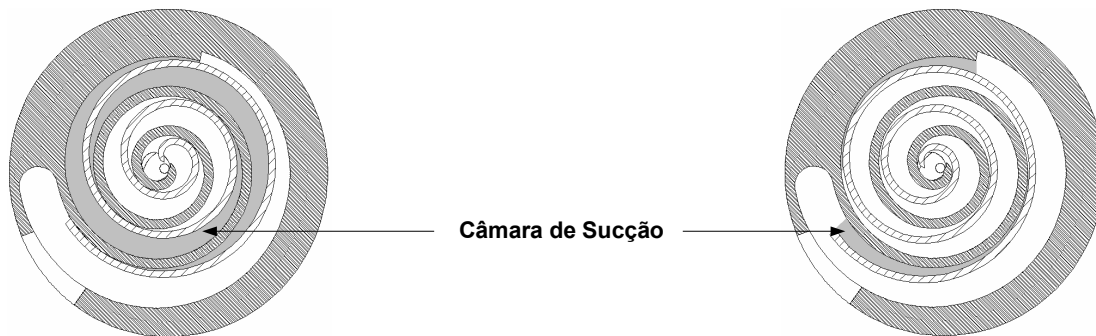
A Tabela 4.5 apresenta os dados de entrada para o compressor *scroll*. Inicialmente o gás no interior de cada uma das câmaras está nas condições de temperatura e pressão da sucção, ou seja, $T(I)_i = T_{suc}$ e $p(I)_i = p_{suc}$. Neste instante, a válvula de descarga está fechada e a posição angular do eixo do motor, correspondente ao início da formação da câmara de sucção, recebe o valor $\theta = 0^\circ$, conforme ilustrado na Figura 4.5 (a). A Figura 4.5 (b) mostra um instante imediatamente posterior, no qual a câmara de sucção já começou a ser formada.

A simulação do processo de compressão é realizada através de acréscimos angulares, $\Delta\theta$, na rotação do eixo do motor. Em cada posição angular, o procedimento é iterativo, uma

vez que são necessárias as propriedades em cada uma das câmaras para determinar o fluxo de massa por vazamento na câmara em análise.

Tabela 4.5 – Dados de entrada para a simulação do compressor *scroll*.

Dado de Entrada		Parâmetro	Simbologia
Condições de operação		Temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento, superaquecimento e frequência de operação.	$T_{evap}, T_{cond}, T_{sub}, T_{sup}, f$
Características geométricas e coeficientes.	Bomba de Compressão	Raio do círculo de base, espessura, altura e número de voltas das espirais, diâmetro do orifício de descarga, ângulo de descarga, folgas de topo e de flanco.	$a, t, h, N, D_{odes}, \delta_p, \delta_f$
	Válvulas	Rigidez e frequência natural da válvula de descarga, áreas efetivas de força e escoamento em função do deslocamento da válvula.	$K_{des}, fn_{des}, A_{efdes}(x_{des}), A_{eedes}(x_{des})$
Perfil térmico		Temperaturas de sucção e de descarga.	T_{suc}, T_{des}
Propriedades do fluido refrigerante.		Constante do gás, expoente politrópico e calores específicos.	R, k, c_p, c_v
Parâmetros da simulação.		Variação do ângulo do eixo de manivela e número total de ciclos.	$\Delta\theta, N_{ciclos}$



(a) Início do ciclo de sucção ($\theta = 0^\circ$).

(b) Instante imediatamente após $\theta = 0^\circ$.

Figura 4.5 – Posição das espirais no início do processo de compressão – compressor *scroll*.

Como dito anteriormente, as propriedades do gás durante todo o processo de sucção são assumidas fixas e iguais àquelas definidas como condição de sucção. Isto decorre da hipótese de processo quase estático assumida para a sucção, sem a presença de pulsações do gás. Desta forma, a temperatura e a pressão na primeira câmara podem ser expressas por $T(1) = T_{suc}$ e $p(1) = p_{suc}$, respectivamente. Além disto, a massa no interior da câmara de sucção é igual ao produto da massa específica do gás, ρ_{suc} , obtida a partir das condições T_{suc} e p_{suc} , pelo volume deslocado, V_{suc} , ou seja, $m(1) = \rho_{suc} \cdot V_{suc}$.

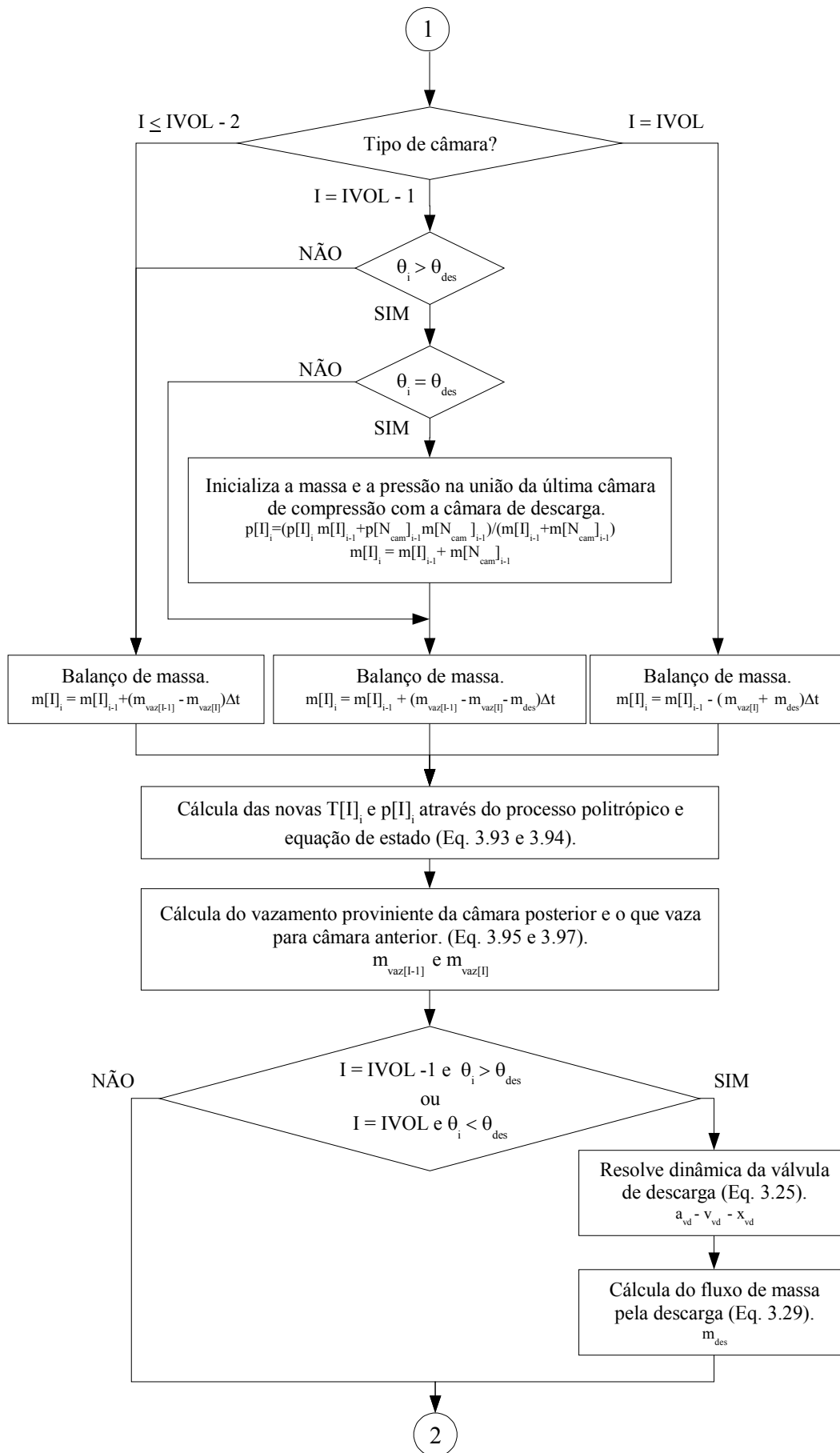
No início de cada ciclo são calculados os volumes correspondentes às câmaras e suas respectivas variações com o tempo, conforme descrito na seção 3.3.1. De forma similar ao realizado para o compressor de pistão rolante, o processo de compressão depende da posição angular do eixo, dependendo da câmara em análise.

Para as câmaras de compressão, com exceção da última, a massa no interior do volume em um dado instante é dada pela massa no instante anterior, somada a parcelas de vazamentos, negativos e positivos, das câmaras posterior e anterior. Já para a última câmara de compressão e a câmara de descarga o balanço de massa é dependente do ângulo de descarga, o qual determina o momento em que as duas câmaras se unem. Antes dessa união, a massa no interior da última câmara é obtida da mesma forma como para as demais câmaras de compressão. No entanto, após a união forma-se uma única câmara e, estando em contato com o orifício de descarga, não se consideram mais vazamentos para câmara à frente, mas sim a parcela que é descarregada através da válvula de descarga. Da mesma forma, a câmara de descarga só existe como uma câmara independente até o ângulo de descarga e, deste modo, o balanço de massa é influenciada pelo fluxo descarregado e o que vaza para última câmara de compressão.

Com a massa no interior de cada câmara conhecida, pode-se calcular através de um processo politrópico, e com o auxílio de uma equação de estado para o gás, a pressão e a temperatura, conforme indicado pelas equações (3.91) e (3.92). Determinadas as pressões do gás dentro de cada câmara, é possível obter os vazamentos de massa entre elas. Além disto, com a informação da pressão na câmara de descarga, pode-se também avaliar o deslocamento da válvula e o respectivo fluxo de massa através da mesma.

No último ciclo de compressão, são realizadas integrações para determinar o trabalho realizado e os fluxos de massa por vazamento e através da válvula de descarga. Além disto, são registrados os valores de temperatura e pressão em cada câmara ao longo da rotação do eixo, bem como o deslocamento da válvula de descarga. Ao final da simulação são calculadas as variáveis de desempenho do compressor, relativas ao coeficiente de performance termodinâmico, capacidade de refrigeração, eficiências volumétrica e isentrópica, perdas termodinâmicas e por fluxo de massa, conforme indicado na Tabela 4.6.

A Figura 4.6 apresenta o fluxograma representativo do algoritmo de simulação do compressor *scroll*.



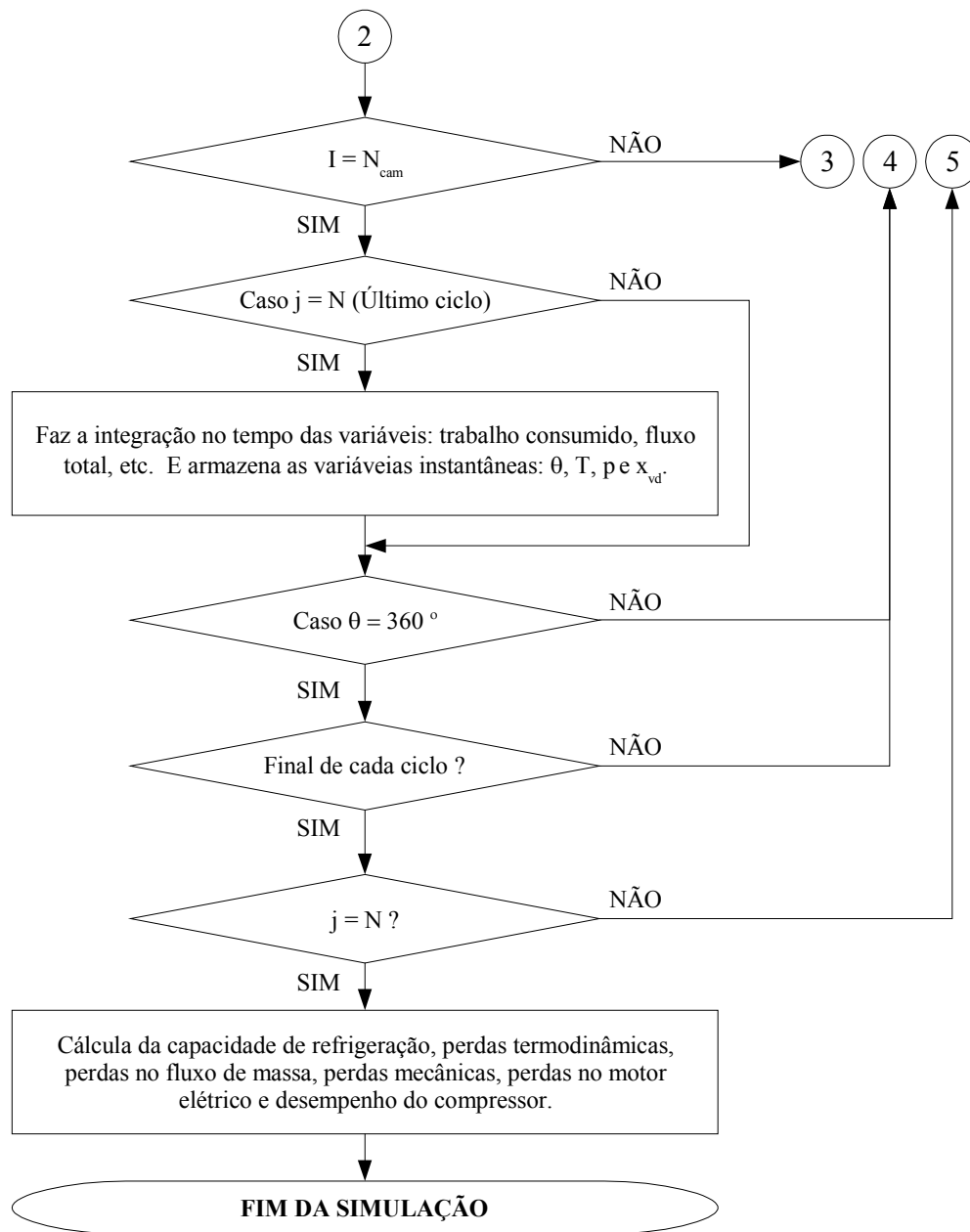


Figura 4.6 – Fluxograma da metodologia numérica do compressor *scroll*.

4.5. Validação

Com o objetivo de validar os modelos matemáticos e as metodologias numéricas empregadas na simulação dos diversos compressores, foram realizados levantamentos experimentais do desempenho de compressores disponíveis no mercado. Neste sentido, buscaram-se compressores com características semelhantes àquelas dos compressores em análise em relação ao tipo de aplicação (LBP, MBP e HBP), à capacidade de refrigeração e ao fluido refrigerante. Porém, há um número muito reduzido de compressores alternativos, de pistão rolante e *scroll* com as mesmas características e, além disto, uma dificuldade muito

grande para adquiri-los. Foi necessário então optar por compressores com maior disponibilidade no mercado, embora com características diferentes. A Tabela 4.7 apresenta as características descritas nos catálogos dos três compressores adquiridos para testes.

Tabela 4.7 – Características dos compressores testados.

Compressores	Aplicação	Capacidade de Refrigeração [W]	Fluido Refrigerante	Frequência de Operação [Hz]
Alternativo	Refrigeração (LBP)	155	R600a	50
Pistão Rolante	Condicionamento de Ar (HBP)	2052	R22	60
<i>Scroll</i>	Condicionamento de Ar (HBP)	5275	R22	60

Os testes foram realizados em bancadas calorimétricas na Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, com condições normalizadas de sistema conforme estabelece as normas ISO 917m, ASHRAE Standard 23-78 e DIN 8977. Como o interesse do trabalho é avaliar o desempenho termodinâmico dos compressores, foi necessária a instrumentação dos mesmos com transdutores de pressão, de modo a levantar a variação de pressão no interior das câmaras de compressão durante o funcionamento. Ferreira (1984), Krueger (1988) e Deblois e Richard (1988) apresentam os procedimentos para instrumentação e determinação experimental do diagrama indicado de compressores alternativo, pistão rolante e *scroll*, respectivamente.

De acordo com dados fornecidos pela Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, as bancadas calorimétricas disponibilizadas para os ensaios nos compressores apresentam incertezas de $\pm 2 \%$ para as medições de capacidade de refrigeração, fluxo de massa e consumo e $\pm 2,5 \%$ para o COP. Por outro lado, as medições das perdas termodinâmicas apresentam incertezas de $\pm 2 \%$.

Os ensaios foram realizados em duas etapas. Na primeira, os compressores foram testados obtendo-se a capacidade de refrigeração, o fluxo de massa bombeado, o consumo de energia e o coeficiente de performance. Em seguida, os compressores foram instrumentado para permitir o levantamento do diagrama indicado e, conseqüentemente, as perdas termodinâmicas. Devido a problemas na instrumentação do compressor *scroll*, não foi possível obter os resultados da segunda etapa, sendo assim disponibilizados somente os resultados globais da primeira etapa.

As tabelas 4.8, 4.9 e 4.10 apresentam uma comparação entre os dados experimentais e numéricos para os compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, respectivamente. Em

cada uma das tabelas são também indicadas as condições de sistema utilizadas em cada um dos testes.

Tabela 4.8 – Dados experimentais e numéricos do desempenho do compressor alternativo na condição

CECOMAF ($T_{evap.} = -25^{\circ}\text{C}$, $T_{cond.} = 55^{\circ}\text{C}$, $T_{sup.} = 32,2^{\circ}\text{C}$ e $T_{sub.} = 55^{\circ}\text{C}$).

Dados	Fluxo de Massa [Kg/h]	Capacidade de Refrigeração [W]	Consumo [W]	COP [W/W]	Potência Indicada [W]	Potência Descarga [W]	Potência Sucção [W]	COP _{pV} [W/W]
Experimental	2,00	154	113	1,36	88,4	4,04	5,40	1,74
Numérico	2,02	155	114	1,35	85,3	3,80	4,62	1,82
Diferença [%]	-0,9	-0,7	-1,0	0,3	3,5	6,0	14,4	-4,4

Tabela 4.9 – Dados experimentais e numéricos do desempenho do compressor de pistão rolante na condição

ASHRAE ($T_{evap.} = 7,2^{\circ}\text{C}$, $T_{cond.} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sup.} = 32,2^{\circ}\text{C}$ e $T_{sub.} = 32,2^{\circ}\text{C}$).

Dados	Fluxo de Massa [Kg/h]	Capacidade de Refrigeração [W]	Consumo [W]	COP [W/W]	Potência Indicada [W]	Potência Descarga [W]	Potência Sucção [W]	COP _{pV} [W/W]
Experimental	41,4	2148	659	3,26	508	8,20	12,9	4,23
Numérico	40,1	2082	665	3,13	506	8,21	14,3	4,12
Diferença [%]	3,1	3,1	-1,0	4,0	0,4	-0,2	-10,7	2,7

Tabela 4.10 – Dados experimentais e numéricos do desempenho do compressor *scroll* na condição ASHRAE

($T_{evap.} = 7,2^{\circ}\text{C}$, $T_{cond.} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sup.} = 32,2^{\circ}\text{C}$ e $T_{sub.} = 32,2^{\circ}\text{C}$).

Dados	Fluxo de Massa [Kg/h]	Capacidade de Refrigeração [W]	Consumo [W]	COP [W/W]
Experimental	107	5558	1761	3,16
Numérico	109	5677	1773	3,20
Diferença [%]	-2,1	-2,1	-0,7	1,4

Como se observa nas tabelas, os resultados das simulações apresentam boa concordância com os dados experimentais, com diferenças na ordem de $\pm 3\%$ para os parâmetros de desempenho global e de $\pm 10\%$ para as perdas termodinâmicas, respectivamente. As maiores diferenças encontradas para as perdas termodinâmicas devem-se em parte pela presença da própria instrumentação instalada no compressor para a obtenção das variações de pressão no interior das câmaras de compressão, a qual pode gerar efeitos não

contemplados nos modelos matemáticos. Pereira (2006) discute algumas das dificuldades oriundas de medições de potências termodinâmicas em compressores alternativos.

Em função da dificuldade encontrada no levantamento experimental das perdas termodinâmicas do compressor *scroll*, buscou-se na literatura algum trabalho que pudesse fornecer os dados necessários. A Tabela 4.11 apresenta uma comparação entre os resultados de perdas termodinâmicas obtidos numericamente neste trabalho e experimentalmente por Hayano (1988), considerando um compressor *scroll* com frequência de operação de 50 Hz, fluido refrigerante R22 e condições de sistema ASHRAE ($T_{evap.} = -23^{\circ}\text{C}$, $T_{cond.} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sup.} = 32,2^{\circ}\text{C}$ e $T_{sub.} = 32,2^{\circ}\text{C}$). Conforme pode ser visto, os resultados numéricos apresentam uma boa concordância com os dados experimentais de Hayano (1988), fornecendo mais uma evidência de que a metodologia de simulação adotada neste trabalho é adequada para a análise do compressor *scroll*.

Tabela 4.11 – Comparação entre dados experimentais (Hayano, 1988) e resultados numéricos obtidos neste trabalho para o compressor *scroll*.

Perdas	Hayano (1988)	Numérico	Diferença
Perdas na Compressão / Consumo [%]	15,0	19,0	4,0
Perdas na Descarga / Consumo [%]	1,1	0,6	-0,5
Perda Total de Compressão / Consumo [%]	16,1	19,6	3,5

4.6. Procedimentos de Otimização

Como descrito no início deste capítulo, para a realização de uma análise comparativa consistente entre os diferentes compressores, necessita-se determinar as suas configurações ótimas para cada condição a ser analisada. Por este motivo, desenvolveu-se neste trabalho um procedimento de otimização integrando as metodologias de simulação dos compressores com o código de otimização modeFRONTIER 3.1.0 (*Multi-Objective Optimization and Design Environment*), comercializado pela Esteco (2005). Este procedimento, juntamente com os algoritmos de otimização utilizados, são descritos a seguir.

4.6.1. Introdução

Em geral, os algoritmos de otimização visam a maximização ou a minimização de um objetivo simples (único) ou composto (múltiplo), satisfazendo as restrições impostas pelo problema e que representam as condições do modelo (Varela e Ribeiro, 2001).

Antes de escolher um algoritmo de otimização, é necessário se caracterizar o problema de otimização a ser resolvido. De acordo com Silva (2003), um problema de otimização é caracterizado pelos seguintes parâmetros:

- i. **Função objetivo:** representa o que se almeja otimizar e será função das variáveis de projeto escolhidas, podendo ser buscado o seu ponto de máximo ou de mínimo. A função objetivo é dita simples quando se tem apenas um objetivo ou multi-objetivo (ou multi-critério) quando se deseja otimizar vários objetivos de uma só vez. Por exemplo, a função objetivo poderia ser o COP_{PV}, o COP e/ou eficiência volumétrica;
- ii. **Variáveis de projeto:** são os parâmetros do problema que podem ser alterados para otimizar a função objetivo, como, por exemplo, as características geométricas que definem a câmara de compressão dos compressores.
- iii. **Restrições:** são as limitações impostas para se obter a solução otimizada. Por exemplo, a escolha de uma determinada faixa de capacidade de refrigeração \dot{Q}_e para otimizar o COP_{PV}. Por exemplo, a faixa representada por $5000 \geq \dot{Q}_e \geq 200$ representa duas restrições laterais. A otimização acima ou abaixo de uma determinada capacidade é imposta por uma restrição de desigualdade. Por outro lado, a otimização para uma determinada capacidade ($\dot{Q}_e = 5000$) é alcançada através de uma restrição de igualdade. As restrições podem ser ainda do tipo global ou local, ou seja, podem ser definidas para uma região específica do domínio de interesse (local) ou para todo o domínio (global).
- iv. **Domínio:** são os limites mínimo e máximo impostos para as variáveis de projeto a partir das quais se deseja otimizar a função objetivo. Dentro do domínio existem regiões que não são contempladas pelas restrições, denominadas inviáveis. A região do domínio onde as restrições são contempladas e que, portanto, a solução é possível, é denominada domínio viável.

Com base no exposto acima e nos objetivos do trabalho pode-se caracterizar o problema de otimização a ser resolvido. Como o objetivo da análise é comparar a eficiência

termodinâmica dos três mecanismos na faixa de aplicação da refrigeração doméstica, a função objetivo pode ser caracterizada pelo COPpV. Ao se maximizar o COPpV, obtêm-se as melhores concepções dos três compressores em cada capacidade de refrigeração a ser avaliada, permitindo desta maneira uma comparação justa e consistente. É importante ressaltar que os pontos de máximo obtidos através da otimização são afetados pela precisão das metodologias de simulação de cada compressor, não sendo assim exatos.

O COPpV é função das características geométricas do compressor, das condições do sistema de refrigeração, do fluido refrigerante, da frequência de operação, do óleo lubrificante, entre outras. Entretanto, definir uma função exata da relação entre estas variáveis e o COPpV é extremamente difícil, uma vez que vários são os modelos necessários para caracterizar o desempenho do compressor. De maneira genérica, pode-se escrever a seguinte relação funcional:

$$COPpV = f(\text{características construtivas, condições do sistema, fluido refrigerante, frequência de operação e óleo lubrificante})$$

De acordo com a função acima, as variáveis de projeto são as características construtivas, condições do sistema, fluido refrigerante, frequência de operação e/ou óleo lubrificante.

Pode-se perceber que duas restrições surgem a partir do objetivo do presente trabalho, uma relacionada à condição de refrigeração doméstica escolhida para a análise e outra à faixa de capacidade de refrigeração, esta última representada por três pontos discretos, conforme a ser detalhado no próximo capítulo.

Em refrigeração doméstica, utiliza-se usualmente o R600a (isobutano) ou o R134a como fluido refrigerante, frequências de operação de 60 ou 50 Hz, além de diversos tipos de óleo lubrificante. Entretanto, seria inviável a inclusão de cada um desses parâmetros na análise do desempenho dos diferentes mecanismos de compressão nas três capacidades de refrigeração escolhidas. Desta maneira, no presente trabalho optou-se pela escolha do fluido refrigerante R600a e do óleo mineral FCA7EP, com frequência de operação do compressor de 50 Hz. As propriedades de solubilidade, viscosidade e densidade da mistura óleo/refrigerante foram obtidas através de dados de fabricante.

Devido às considerações supracitadas, as variáveis de projeto foram reduzidas às características construtivas de cada mecanismo, ou seja, para cada capacidade a ser avaliada, o procedimento de otimização consiste em determinar a combinação de parâmetros geométricos da câmara de compressão e construtivos de válvulas para cada compressor que

resulte no maior valor de COPpV. Os parâmetros empregados no processo de otimização estão listadas nas Tabelas 4.1, 4.3 e 4.5 para os compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, respectivamente.

Dada as variáveis de projeto, é necessário determinar o domínio de solução. Os limites e restrições para cada variável foram baseados em diversos fatores, tais como dimensão física, relações geométricas entre os componentes, espaço físico disponível para o alojamento dos componentes, confiabilidade e tolerâncias de fabricação. Muitos desses fatores foram fornecidos pela Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, e são fundamentados em limites atuais dos processos de fabricação, materiais disponíveis e experiência de projeto.

Caracterizado o problema a ser resolvido, é necessária ainda a definição do algoritmo de otimização a ser utilizado. A seguir são apresentados alguns dos algoritmos empregados atualmente e suas principais características.

4.6.2. Algoritmos de otimização

Na literatura há uma grande diversidade de algoritmos disponíveis e muitos deles se encontram disponíveis no código de otimização modeFRONTIER (Esteco, 2005). De forma geral, em um problema de otimização procura-se empregar um algoritmo robusto, capaz de obter o ponto de máximo ou de mínimo global, conforme ilustrado na Figura 4.7 (a), e preciso de forma que o ponto esteja o mais próximo possível do máximo ou mínimo real existente, conforme mostra a Figura 4.7 (b).

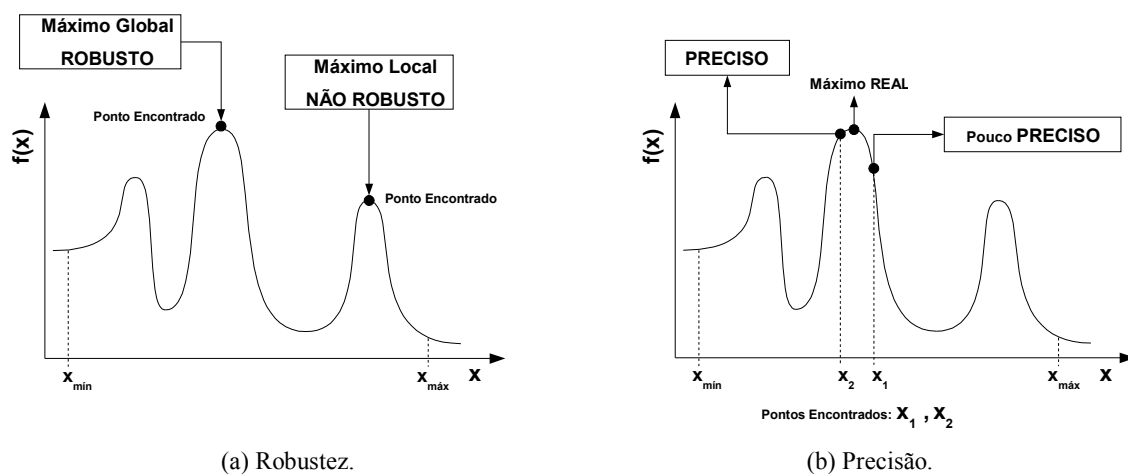


Figura 4.7 – Características de um algoritmo de otimização.

Além dos fatores acima, a taxa de convergência é outro parâmetro importante a ser avaliado, pois, sendo lenta, o tempo de processamento necessário para a otimização pode se

tornar proibitivo. Assim, a escolha de um algoritmo de otimização é em geral dirigida por um compromisso entre robustez, precisão e tempo de convergência.

O código de otimização modeFRONTIER (Esteco, 2005) possui diversos algoritmos de otimização, tanto para função objetivo simples como para uma função de múltiplos objetivos. Dentre estes, encontram-se o método *SIMPLEX* e o *Simulated Annealing*, para objetivo simples, e o algoritmo genético para ambos os casos. Cada um desses algoritmos possui características singulares que vão determinar o seu desempenho quando aplicados a diferentes funções objetivo. A seguir, apresenta-se uma descrição desses três algoritmos e suas principais características, buscando identificar o algoritmo com a melhor característica para as otimizações do presente trabalho.

i) Algoritmo Genético

Conforme Silva (2003), os algoritmos genéticos são modelos de otimização inspirados na evolução, baseados em princípios genéticos com operadores de multi-procura elitista, o qual evita uma convergência prematura e preserva boas soluções.

Cada candidato à solução em um algoritmo de otimização genética é chamado de indivíduo. Este por sua vez é formado por um grupo de variáveis de projeto que definem uma resposta na função objetivo. Por exemplo, uma função z dependente de variáveis de projeto x e y , tem um indivíduo definido como $h = [x, y]$, onde h é um vetor formado pelas variáveis de projeto. Logo, a função z pode ser representada como $z(h)$. O conjunto de indivíduos é denominado população. Todas as variáveis são representadas em codificação binária, de forma que a seqüência de números ou bits gerada seja equivalente a uma cadeia de DNA, segundo uma codificação genética típica. De forma semelhante ao que acontece na natureza, os genes, representado por cada bit da cadeia, podem ser submetidos a processos que alteram a codificação original da cadeia ao longo do processo de otimização ou evolução. O método emprega dois operadores: (i) mutação, onde o operador altera aleatoriamente uma parcela da cadeia de DNA de um indivíduo e (ii) recombinação (*cross-over*) onde dois indivíduos são escolhidos a compartilhar material genético e uma porção da cadeia de um é permutado com o outro.

Também como na natureza, uma população permanece com os mesmos indivíduos por um determinado tempo. No entanto, uma seleção de indivíduos é necessária periodicamente para que sejam escolhidos os mais aptos a permanecer na população. Mesmo aqueles que não são considerados os mais aptos podem transmitir a informação genética positiva para as

demaís gerações. Uma das formas de selecioná-los é manter sempre os melhores indivíduos de cada geração, estratégia conhecida como elitismo. Eles são avaliados a partir da função objetivo. Por exemplo, em um problema de maximização, as variáveis de um indivíduo que são postas na função objetivo e que geram um valor maior que os demais ou da maioria da população será selecionado. Com base na Figura 4.8, os passos do algoritmo genético podem ser colocados da seguinte forma geral:

- i. Uma população inicial é criada (indivíduos A, B, C, D e E);
- ii. Os indivíduos da família inicial são avaliados quanto à aptidão, ou seja, aqueles que apresentem respostas à função objetivo ($z(A), z(B), z(C), z(D)$ e $z(E)$) mais adequada com relação ao objetivo da otimização, separando os mais aptos. No exemplo, os indivíduos com os maiores valores para $z(h)$;
- iii. Os operadores genéticos são aplicados na nova família (geração de G por *cross-over* e F por mutação);
- iv. A nova família é avaliada quanto à aptidão e em seguida o mesmo procedimento de (iii) é repetido até determinar os pontos mais próximos da região de ótimo.

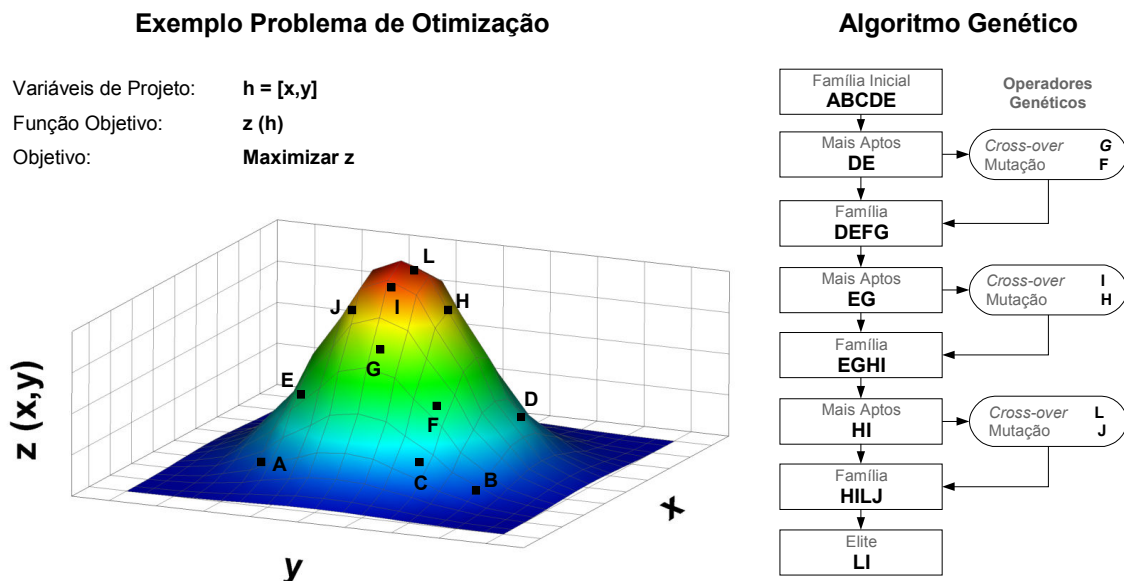


Figura 4.8 – Exemplo de utilização do algoritmo genético.

O número de indivíduos que deve permanecer nas famílias geradas ao longo do processo é um parâmetro definido pelo usuário. Por outro lado, indivíduos gerados que sejam duplicados dentro de cada família são eliminados.

Um dos principais parâmetros a ser definido é o critério de convergência e, neste caso, os algoritmos genéticos oferecem duas opções: (i) definição de uma variação entre os valores das funções respostas encontrados, ou, (ii) definição do número máximo de gerações ou famílias a ser avaliado. No caso do modeFRONTEIR (Esteco, 2005) é necessário se definir o número máximo de gerações. No entanto, em ambas as opções, a simulação pode ser finalizada antes de se encontrar a região de ótimo real. Para tratar esta questão de uma forma adequada, uma avaliação preliminar da tolerância de convergência e do número de gerações deve ser realizada, visando verificar se o resultado otimizado permanece estável com mudanças destes parâmetros. O quanto estável o resultado deve permanecer dependerá da decisão do usuário.

Os algoritmos genéticos são aplicados tanto a funções com único objetivo, como para funções de múltiplos objetivos. Devido aos operadores genéticos utilizados, as metodologias são consideradas robustas, pois têm a capacidade de avaliar toda a região de interesse ao longo do processo de otimização, encontrando mais facilmente os pontos de ótimos globais. Porém, possuem um tempo de convergência elevado, não se aplicando aos casos que necessitem de respostas rápidas.

ii) Algoritmo SIMPLEX

De acordo com Cormen *et al.* (2001), na teoria de otimização matemática, o método *SIMPLEX* emprega uma técnica de solução numérica do problema de programação linear para determinar os pontos de máximo ou mínimo de uma função objetivo. Em outras palavras, geometricamente usa-se o conceito de um *SIMPLEX* ou poliedro de $N + 1$ vértices, onde N representa o número de variáveis de projeto que definem a função objetivo. Necessita, portanto, de $N + 1$ pontos para o início do processo. Cada um destes pontos pode ser comparado aos indivíduos do método de algoritmos genéticos, ou seja, os pontos são formados por um grupo de variáveis de projeto que tem uma resposta na função objetivo.

Em linhas gerais, o método move os indivíduos iniciais em direção ao mínimo ou máximo do objetivo. Os movimentos são dados por três operações: reflexão, expansão e contração geométricas. A reflexão é o principal operador utilizado e tem como objetivo refletir o ponto a ser eliminado do *SIMPLEX* em análise, conforme ilustrado na Figura 4.9 (a). Já os demais operadores têm a finalidade de acelerar a convergência do método. O operador de expansão, representado na Figura 4.9 (b), leva o *SIMPLEX* para regiões mais favoráveis, enquanto que o operador de contração evita que o *SIMPLEX* vá para regiões menos favoráveis, de acordo com a representação na Figura 4.9 (c).

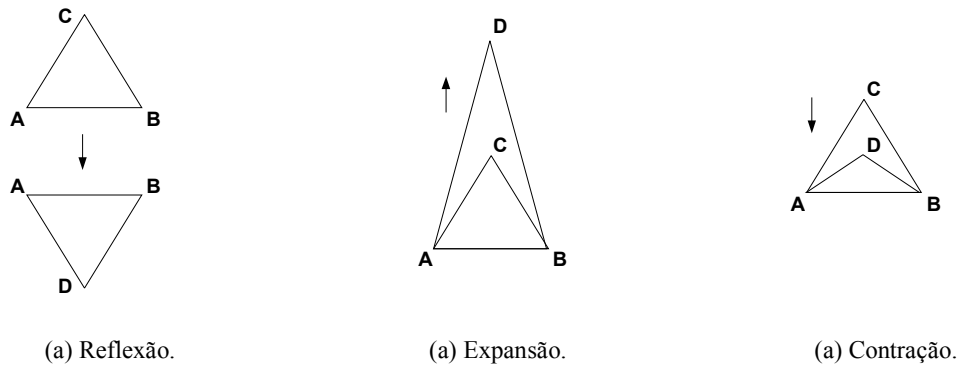


Figura 4.9 – Operadores geométricos utilizados no algoritmo *SIMPLEX*.

Para entender as operações efetuadas e os passos do método *SIMPLEX*, ilustrados na Figura 4.10, apresenta-se a sequência de passos que seriam adotados para resolver o mesmo exemplo apresentado para o algoritmo genético:

- i. Inicialmente é montado o primeiro *SIMPLEX* (*ABC*) com $N + 1$ indivíduos;
- ii. A primeira regra para que o método prossiga para a região de ótimo é eliminar o indivíduo com a pior resposta na função objetivo, neste caso representado pelo ponto *A*;
- iii. O próximo *SIMPLEX* é gerado pela reflexão do *SIMPLEX* anterior na direção oposta ao vértice eliminado, ou seja, mantêm-se os melhores indivíduos (*B* e *C*) e reflete-se o indivíduo com a pior resposta (*A* passa para *D*);
- v. Avalia-se o novo *SIMPLEX* (*BCD*) procedendo da mesma maneira.

Além dos passos descritos acima, são aplicadas algumas restrições a fim de evitar a divergência do problema. Por exemplo, no caso dos novos vértices gerados após uma das operações serem os mais desfavoráveis, escolhe-se o segundo vértice com a pior resposta na função objetivo, a fim de evitar um ciclo vicioso entre os indivíduos menos favoráveis. Vértices retidos no *SIMPLEX* por um número significativo de passos durante a otimização são reavaliados para evitar que os mesmos fiquem concentrados em uma região falsa de ótimo. Vértices calculados fora dos limites de restrição não são mantidos. Na situação em que o *SIMPLEX* esteja próximo a um limite, o algoritmo busca sair desta região mesmo que os vértices escolhidos não pertençam a regiões favoráveis.

O critério de convergência é dado por uma tolerância entre as funções respostas dos pontos refletidos. Da mesma forma como sugerido para o algoritmo genético, deve-se avaliar previamente a sensibilidade das tolerâncias especificadas sobre os resultados da otimização.

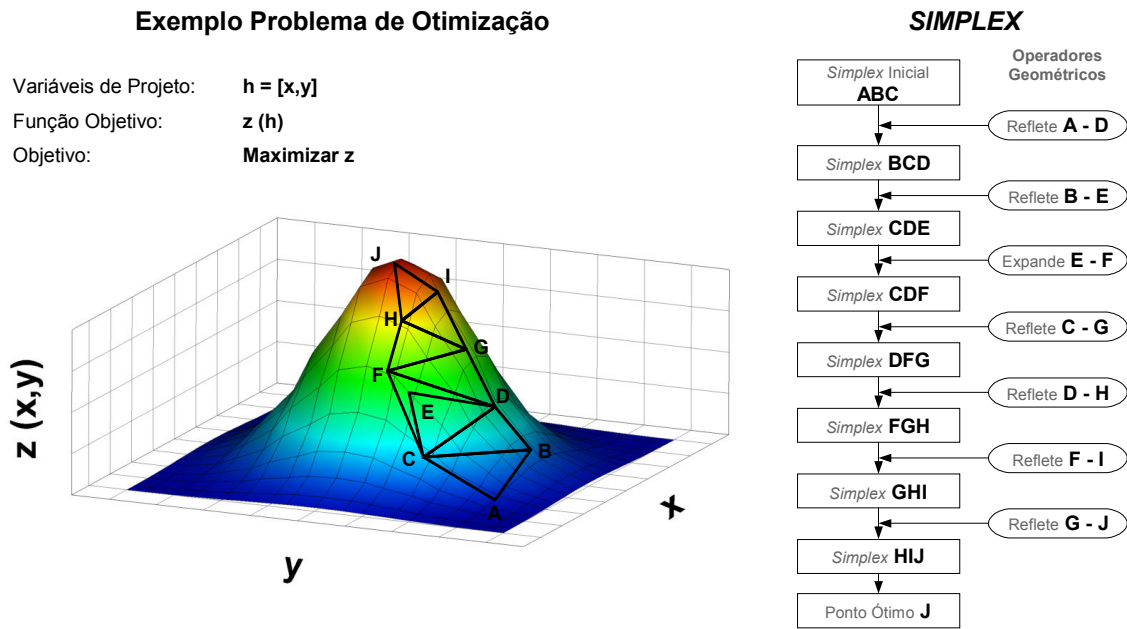


Figura 4.10 – Exemplo de utilização do algoritmo *SIMPLEX*.

A metodologia *SIMPLEX* é aplicada a funções com um único objetivo e apresenta rápida convergência. Por outro lado, dependendo da função objetivo e, mesmo com as restrições impostas, pode levar a ótimos locais ou apresentar problemas de convergência.

iii) *Simulated Annealing*

O algoritmo *Simulated Annealing* (SA) é fundamentado em uma analogia com a termodinâmica do resfriamento de um conjunto de átomos, de maneira tal, que as partículas se arranjam no estado de mínima energia do sólido, operação conhecida como *têmpera* (*annealing*). Na fase líquida, todas as partículas do material estão arranjadas aleatoriamente e, após o processo de resfriamento, as partículas arranjam-se em uma rede altamente estruturada e a energia do sistema é mínima (Zeng e Mouskos, 1997).

Metropolis *et al.* (1953) introduziram um algoritmo para simular o processo de recozimento, conhecido como algoritmo de Metropolis, e que se constitui na base do algoritmo SA. Esse algoritmo é baseado na técnica de Monte Carlo (Agostinetti, 2004), o qual gera uma seqüência de estados de energia do sólido, e pode ser descrito conforme a seguir.

Dado o estado atual i do sólido com energia E_i , um estado subsequente j é gerado ao se aplicar uma pequena alteração como, por exemplo, o deslocamento de uma partícula. A energia do próximo estado é dada por E_j . Se a diferença de energia $\Delta E = E_j - E_i$, é menor do que zero ($\Delta E < 0$), o estado j é aceito como o estado atual. Porém, se a diferença é maior ou

igual a zero ($\Delta E \geq 0$), o estado j é aceito com uma certa probabilidade, que é dada por: $\exp[-(E_j - E_i)/(k_b T)] > \text{valor randômico em um intervalo de } (0,1)$, onde T é a temperatura e k_b é a constante de Boltzmann. Esta condição é designada por $P(\Delta E)$.

Deve ser notado que a probabilidade $P(\Delta E)$ é próxima de um se o valor de T é elevado. Por outro lado, se o valor de T é próximo de zero a probabilidade de aceitação é muito pequena. A decisão de aceitar ou rejeitar o novo estado é tomada escolhendo-se de forma randômica um número ρ entre 0 e 1 e comparando-o com $P(\Delta E)$. Se $\rho < P(\Delta E)$ então a nova configuração é aceita, caso contrário a nova configuração é rejeitada. Assim, a cada temperatura, um conjunto de estruturas atômicas é gerado pela perturbação randômica da posição até que o estado de energia estável ou o chamado “equilíbrio térmico” seja atingido. A temperatura é reduzida e as iterações são repetidas. Os passos são repetidos iterativamente enquanto a temperatura é reduzida de forma gradual até atingir o mínimo estado de energia. O critério de aceite descrito acima é conhecido como critério de Metropolis (Silva, 2003).

Na aplicação do algoritmo SA em problemas de otimização adota-se uma analogia, através da qual os estados de energia são equivalentes ao valor da função objetivo. Além disto, as configurações dos átomos na matriz do metal correspondem às variáveis do problema de otimização, e a temperatura T consiste em um parâmetro que controla a convergência (Silva, 2003). Com auxílio da Figura 4.11, o algoritmo SA pode ser descrito através dos seguintes passos.

- i. O algoritmo começa a busca a partir de uma solução inicial qualquer s , representada no exemplo da Figura 4.11 pelo indivíduo A . Além disto, é definida uma temperatura T inicial do processo.
- ii. O procedimento principal gera de forma aleatória, em cada iteração, um único vizinho s' (B) da solução corrente s .
- iii. O valor da função objetivo para cada geração de um vizinho é testado de acordo com o critério de Metropolis: $\Delta = f(s') - f(s)$. Se $\Delta < 0$, s' passa a ser a nova solução corrente. Caso contrário, o mesmo é aceito se função probabilidade $\exp\{-[f(s') - f(s)]/T\} > \text{randômico } (0,1)$. Caso a nova solução seja aceita, altera-se o valor de T , mas caso isto não ocorra, volta-se à solução corrente e mantém T e gerando uma nova perturbação.

Esse processo é repetido até que T seja tão pequeno que nenhum movimento possa ser aceito, ou seja, o sistema está estável. Segundo Mauri (2003), a solução é obtida quando o sistema encontra-se nesta situação, evidenciando o encontro do ponto de ótimo.

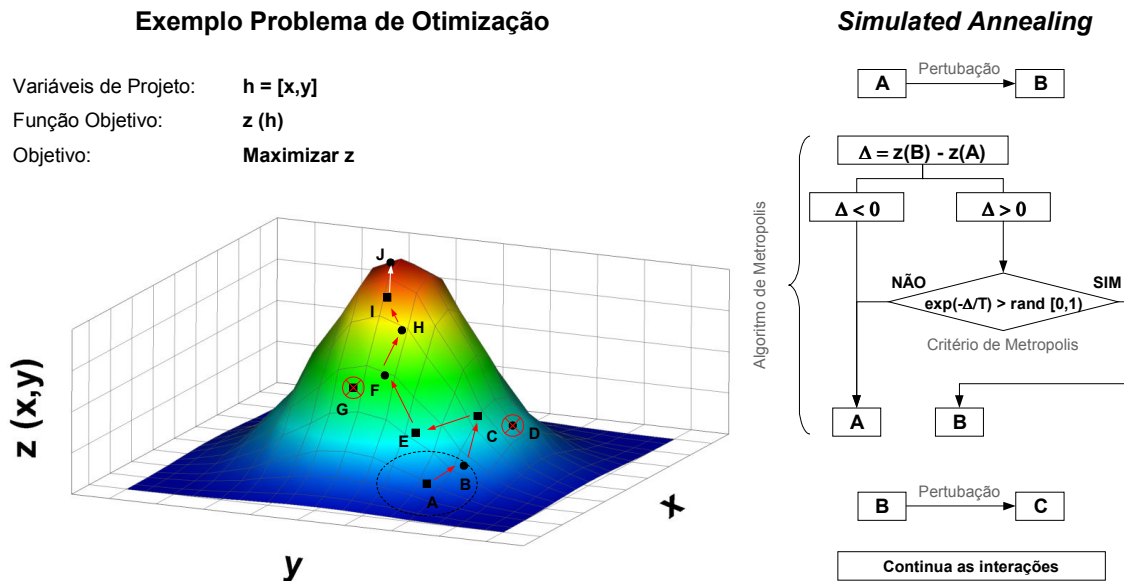


Figura 4.11 – Exemplo de utilização do algoritmo *simulated annealing*.

O algoritmo SA só pode ser empregado para a determinação de uma única função objetivo, mas apresenta uma convergência rápida em relação a grande parte dos algoritmos de otimização atualmente disponíveis. Entretanto, como considera somente vizinhos do ponto anteriormente analisado, em determinados casos, converge para ótimos locais, levando a um resultado final falso. Comparado ao algoritmo *SIMPLEX*, a chance deste problema ocorrer é menor devido às gerações aleatórias, mas em contra partida, pelo mesmo motivo, a convergência é mais lenta. Uma das dificuldades da utilização do algoritmo SA é a determinação do valor inicial de T do problema e de como o mesmo deverá variar ao longo das iterações.

4.6.3. Metodologia de otimização adotada

Após uma análise prévia das características dos três algoritmos, os mesmos foram testados e os seus resultados comparados quanto à robustez, precisão e tempo de convergência, a fim de definir o mais adequado para o presente trabalho. Nos testes foram utilizados diversas tolerâncias de convergência no caso do SA e do *SIMPLEX*, e diferentes números de gerações para o algoritmo genético. Além disso, as faixas limites para as variáveis de projeto foram subdivididas, a fim de avaliar se os algoritmos estavam encontrando os máximos globais.

O algoritmo genético mostrou-se bastante robusto e preciso, apesar de um tempo de convergência 2 vezes maior que os demais algoritmos, e desta forma foi escolhido para a presente análise. Os algoritmos *SIMPLEX* e SA, mesmo com tempo de convergência menores,

tiveram grandes dificuldades em determinar os pontos de ótimos globais, sendo pouco robustos.

Como mencionado anteriormente, a metodologia de otimização não é composta simplesmente pelo algoritmo de otimização, sendo que no presente trabalho pode ser dividida em quatro partes:

- i. Dados de entrada: parâmetros geométricos do compressor e operacionais de válvulas, condição do sistema de refrigeração, fluido refrigerante, frequência de operação do compressor, óleo lubrificante e folgas entre os componentes.
- ii. Metodologia de simulação dos compressores: procedimento de cálculo do ciclo de compressão dos diversos de compressores, a partir dos dados de entrada e de leis de conservação.
- iii. Dados de saída: variáveis a serem monitoradas, dentre as quais o coeficiente de performance do compressor, COPpV, e capacidade de refrigeração.
- iv. Algoritmo de otimização: no presente caso, representado pelo algoritmo genético.

Inicialmente, são definidos os limites mínimo e máximo para as variáveis de projeto. Em seguida, gera-se a família inicial de indivíduos e define-se o número de gerações possíveis para o algoritmo genético. Na etapa de testes preliminares deste trabalho, constatou-se que 60 indivíduos para a família inicial e 40 gerações possíveis para cada família, correspondentes a um total de 2400 simulações, garantem resultados consistentes no processo de otimização. Os valores supracitados para estes parâmetros foram utilizados em todas as otimizações.

No monitoramento do processo de otimização são verificados os valores do COPpV e da capacidade de refrigeração, disponíveis nos arquivos de saída gerados nas simulações de cada compressor. Ao invés de restringir um valor nominal para a capacidade de refrigeração, optou-se por permitir que os resultados se situassem dentro de uma faixa restrita em $\pm 5\%$ do valor pretendido. Caso fosse imposto um valor fixo para a capacidade, resultariam muito poucas combinações possíveis dos diversos parâmetros em cada otimização, podendo representar uma taxa de convergência extremamente lenta.

À medida que o processo de otimização evolui, o algoritmo genético interage com as variáveis de projeto, buscando o ponto de máximo para o COPpV, observando a restrição para os valores de capacidade citada anteriormente. A Figura 4.12 apresenta o fluxograma que representa a interação entre o algoritmo genético e as metodologias de simulação dos compressores.

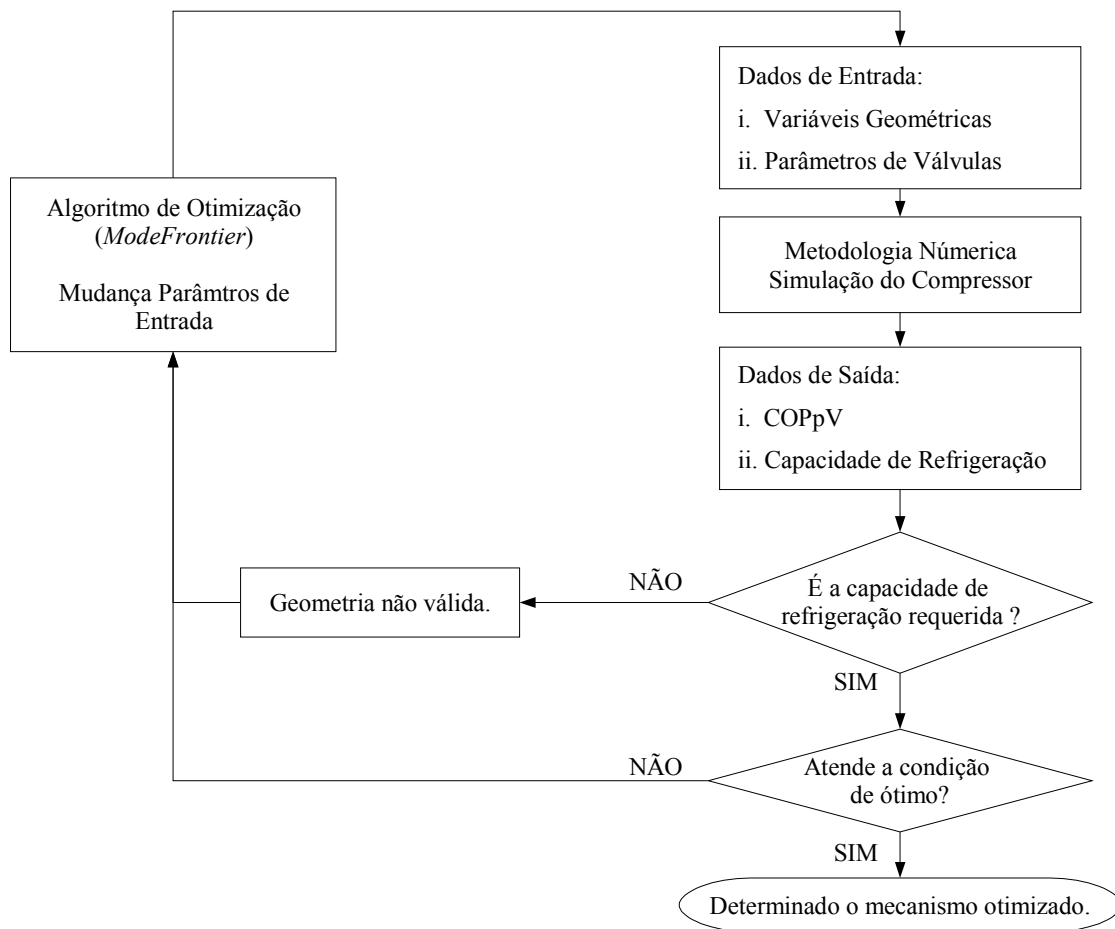


Figura 4.12 – Fluxograma da metodologia de otimização.

4.7. Conclusão

As metodologias numéricas apresentadas neste capítulo permitem a simulação dos mecanismos de compressão, gerando resultados de temperatura e pressão ao longo do processo de compressão, bem como a avaliação da potência indicada, perdas na sucção e descarga, da capacidade de refrigeração e do coeficiente de performance dos compressores.

De modo a possibilitar a validação das metodologias de simulação empregadas, foram realizados levantamentos experimentais do desempenho global e de perdas termodinâmicas para cada um dos tipos de compressores incluído na análise. Por problemas de instrumentação, não foi possível determinar as perdas termodinâmicas do compressor *scroll*. Porém, para este caso uma comparação dos resultados numéricos foi realizada com os dados experimentais de Hayano (1988). De forma geral, os resultados das simulações para todos os compressores mostraram boa concordância com os dados experimentais, indicando que as metodologias adotadas neste trabalho são adequadas.

Uma comparação consistente entre os diferentes compressores nas capacidades de refrigeração escolhidas para a análise somente é possível se os mesmos estiverem otimizados em cada uma dessas condições. Neste capítulo apresentou-se um detalhamento do algoritmo de otimização adotado para este fim, indicando a razão de sua escolha e a forma através da qual o mesmo é acoplado às metodologias de simulação dos compressores.

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tendo sido descritas as metodologias empregados para a simulação dos mecanismos de compressão, o presente capítulo apresenta os principais resultados da análise comparativa entre os três compressores, para fins de aplicação em refrigeração doméstica.

Inicialmente, são apresentadas as considerações assumidas na análise e, em seguida, discutidos os resultados para cada um dos compressores em três capacidades de refrigeração. A análise comparativa dos compressores é realizada com base em resultados de coeficiente de performance termodinâmico (COP_{PV}), de eficiência isentrópica, de eficiência volumétrica, de capacidade de refrigeração e de perdas termodinâmicas. Um aspecto importante também incluído na análise é a determinação das principais fontes de ineficiências dos compressores, para um completo entendimento das diferenças entre os seus desempenhos.

5.1. Considerações Iniciais

A refrigeração doméstica compreende sistemas com capacidades na faixa de 60 a 250W, onde a característica de temperatura de evaporação baixa é usualmente referenciada como condição LBP (*Low Back Pressure*). Neste trabalho, os diferentes mecanismos de compressão foram avaliados em três capacidades de refrigeração (60, 150 e 250 W) e adotando o isobutano (R600a) como fluido refrigerante. Os compressores foram simulados para uma condição padronizada de sistema, na qual as temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento e superaquecimento são fixadas da seguinte forma: $T_{evap} = -23,3^{\circ}C$, $T_{cond} = 54,4^{\circ}C$, $T_{sub} = 32,2^{\circ}C$ e $T_{sup} = 32,2^{\circ}C$. Admite-se que não há escorregamento do motor e, assim, a frequência de operação nominal de 50 Hz é assumida como sendo a frequência efetiva de operação de todos os compressores. Neste estudo, optou-se pelo óleo mineral FCA7EP para fins de lubrificação por ser geralmente adotado quando o fluido refrigerante é o isobutano. As propriedades de solubilidade, viscosidade e densidade da mistura óleo/refrigerante são obtidas através de dados de fabricante, conforme detalhes a serem apresentados mais a frente neste capítulo.

Uma informação importante para a presente análise se refere aos níveis de temperatura em diversas posições do compressor, tais como câmaras de sucção e de descarga, parede do cilindro, óleo, parede da carcaça, etc. Este conjunto de dados, comumente referenciado como

perfil térmico do compressor, é geralmente obtido experimentalmente. Uma vez que os compressores de pistão rolante e *scroll* não são produzidos comercialmente para as capacidades de refrigeração doméstica, a obtenção desses dados não é possível de ser realizada em laboratório. Por esta razão, com base em dados experimentais para compressores alternativos, a temperatura na câmara de sucção foi fixada em 57,8 °C para todos os compressores, assumindo desta forma que o superaquecimento do gás desde a entrada do passador de sucção até a câmara de sucção é o mesmo em todos os casos.

Por outro lado, as temperaturas da parede interna da câmara de compressão, do óleo e da câmara de descarga, no caso do compressor de pistão rolante, são estimadas a partir do trabalho de Puff (1990), no qual foram realizadas medições para este tipo de compressor, em uma capacidade de refrigeração elevada, com valores de temperatura de evaporação iguais a 0 °C, 10 °C e 15 °C. No caso do compressor alternativo, medições da temperatura do cilindro foram obtidas junto à Embraco em compressores com condições de aplicações semelhantes às analisadas neste trabalho. Diferente dos compressores alternativo e de pistão rolante, a única temperatura requerida para o modelo do compressor *scroll* é a temperatura de sucção do gás refrigerante, uma vez que as propriedades termodinâmicas do gás dentro das câmaras são avaliadas através de um processo politrópico. O expoente politrópico utilizado nas simulações foi obtido com base nas condições de temperatura e pressão de sucção do fluido refrigerante, uma vez que não há dados experimentais suficientes para uma estimativa mais adequada. De qualquer forma, foi realizada uma análise de sensibilidade para diferentes valores de expoentes politrópicos, observando-se pouca influência no resultado das perdas termodinâmicas. Mais recentemente, Lima e Deschamps (2006) apresentaram uma análise termodinâmica do processo de compressão do compressor *scroll*, mostrando uma comparação entre os resultados fornecidos por um processo politrópico e pela aplicação da primeira lei da termodinâmica. Os autores observaram que, embora haja uma grande influência nos resultados de temperatura, os valores de pressão são praticamente os mesmos. Uma vez que a temperatura na sucção do compressor é um dado de entrada nas presentes simulações, e que os vazamentos são pequenos, pode-se antecipar que não haverá variação significativa nas perdas termodinâmicas previstas pelas duas formulações.

Definidas as temperaturas para o perfil térmico dos compressores em uma determinada capacidade de refrigeração, essas são utilizadas nas simulações das demais capacidades, uma vez que seria complexo estimar a variação térmica devido à alteração da capacidade. Apesar da incerteza associada a este procedimento, entende-se que para efeitos comparativos a hipótese supracitada é adequada.

Dadas as considerações iniciais e definidas as três capacidades de refrigeração a serem avaliadas, a metodologia de otimização detalhada na seção 4.6 foi empregada para determinar o projeto ótimo dos diferentes compressores nas diferentes capacidades. Para a simulação numérica de cada um dos compressores, empregou-se a mesma discretização temporal, representada por um incremento angular do eixo do motor correspondente a $\Delta\theta = 0,01^\circ$. Um total de 10 ciclos foram necessários para alcançar a solução da condição de operação em regime periódico dos compressores alternativo e de pistão rolante. Para o compressor *scroll*, no entanto, foi necessário um total de 35 ciclos. A Tabela 5.1 apresenta uma síntese dos parâmetros envolvidos na análise comparativa dos três mecanismos de compressão.

Tabela 5.1 – Considerações adotadas na análise comparativa dos mecanismos de compressão.

Dados de Entrada	Considerações
Temperaturas do sistema	$T_{evap} = -23,3^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 54,4^\circ\text{C}$, $T_{sub} = 32,2^\circ\text{C}$, $T_{sup} = 32,2^\circ\text{C}$.
Capacidades de refrigeração	$\dot{Q}_e = 60, 150 \text{ e } 250 \text{ W}$.
Frequência de operação do compressor	$F_{op} = 50 \text{ Hz}$, admite-se que não há escorregamento do eixo do motor.
Fluido refrigerante	Isobutano (R600a).
Óleo lubrificante	Óleo mineral FCA7EP.
Características geométricas e parâmetros de dinâmica dos sistemas de válvulas	Determinadas pela metodologia de otimização. Folgas são constantes ($8\mu\text{m}$ a $16\mu\text{m}$), de acordo com tolerância de fabricação.
Perfil térmico	Temperatura na câmara de sucção, $T_{suc} = 57,8^\circ\text{C}$. Demais temperaturas são estimadas a partir de medições experimentais e consideradas fixas ao longo da análise.

5.2. Resultados

A Figura 5.1 apresenta uma comparação entre os coeficientes de performance, COPpV dos compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, para três capacidades de refrigeração (60, 150 e 250 W). Conforme pode ser observado, o compressor alternativo apresenta o melhor desempenho termodinâmico nas três capacidades analisadas, com valores de COPpV, em média, 13% acima do valor correspondente ao compressor *scroll*. Quando comparado com o compressor de pistão rolante, o compressor alternativo demonstra eficiências ainda maiores, variando de 22 a 50%. Uma característica similar entre os três mecanismos é a tendência de aumento no COPpV com o aumento da capacidade de refrigeração. No caso do compressor de

pistão rolante, este aumento é bem acentuado quando a capacidade é alterada de 60 para 150 W. As explicações dessas variações serão detalhadas mais à frente.

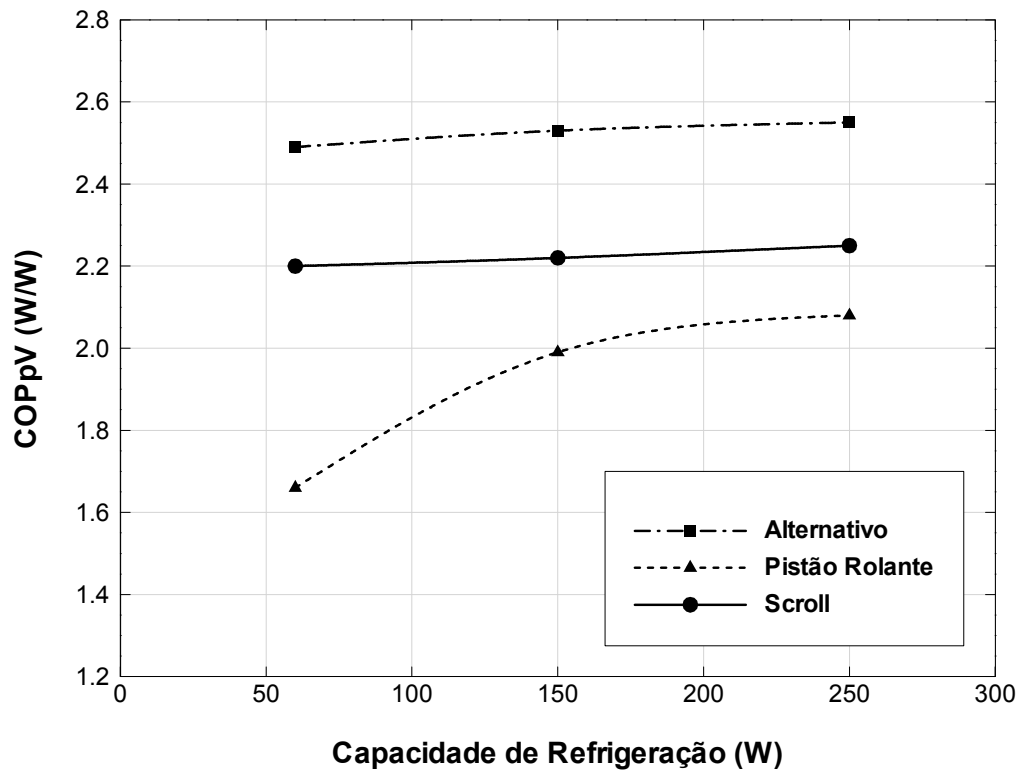


Figura 5.1 – Resultados de COP_{pV} para os três mecanismos de compressão.

Como definida na seção 3.4.2, a eficiência isentrópica é a razão entre o trabalho associado a uma compressão isentrópica com o trabalho do processo de compressão real do compressor, ambos referenciados para a compressão de uma mesma quantidade de massa. Uma vez que os mecanismos de compressão são comparados nas mesmas capacidades de refrigeração e na mesma condição de sistema, a massa bombeada é igual para as três tecnologias. Desta forma, a variação da eficiência isentrópica dos três compressores, indicada na Figura 5.2, apresenta a mesma tendência observada para o COP_{pV} na Figura 5.1.

Fica claro da Figura 5.3 que a eficiência volumétrica não segue a mesma tendência do COP_{pV}. De fato, o compressor *scroll* apresenta a melhor eficiência nas três capacidades de refrigeração. Por outro lado, apesar do seu maior valor para o COP_{pV} em todas as capacidades, o compressor alternativo apresenta eficiências volumétricas menores do que a do compressor *scroll* e, para a capacidade de 250 W, menor também do que a verificada para o compressor de pistão rolante.

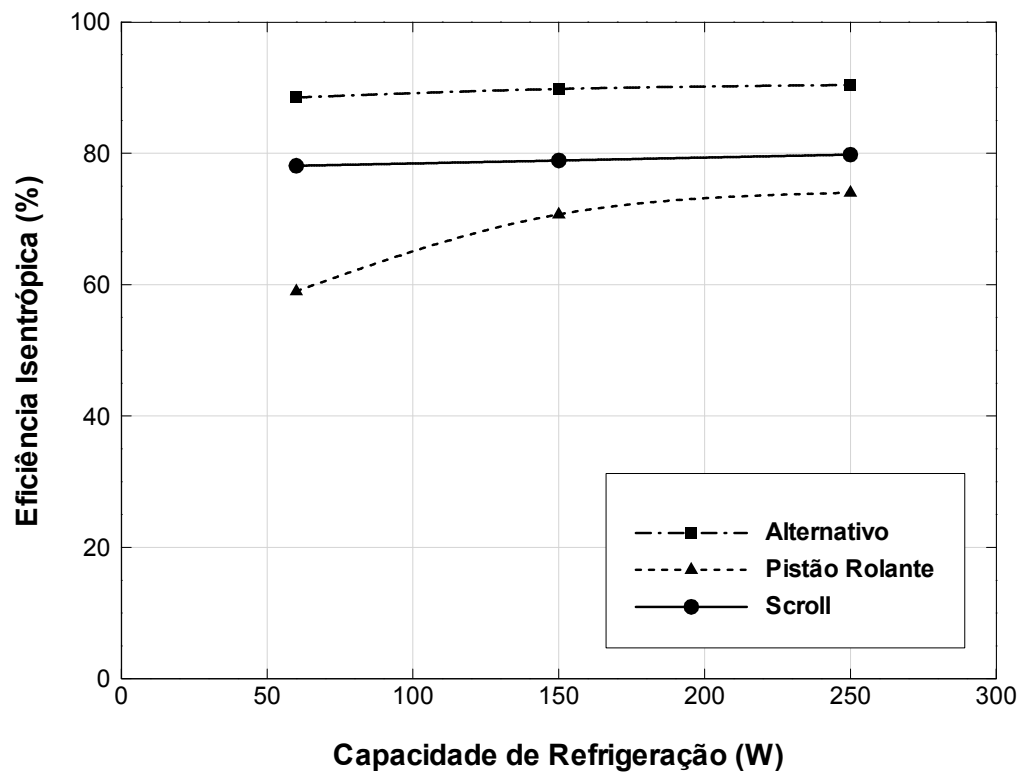


Figura 5.2 – Resultados de eficiência isentrópica para os três mecanismos de compressão.

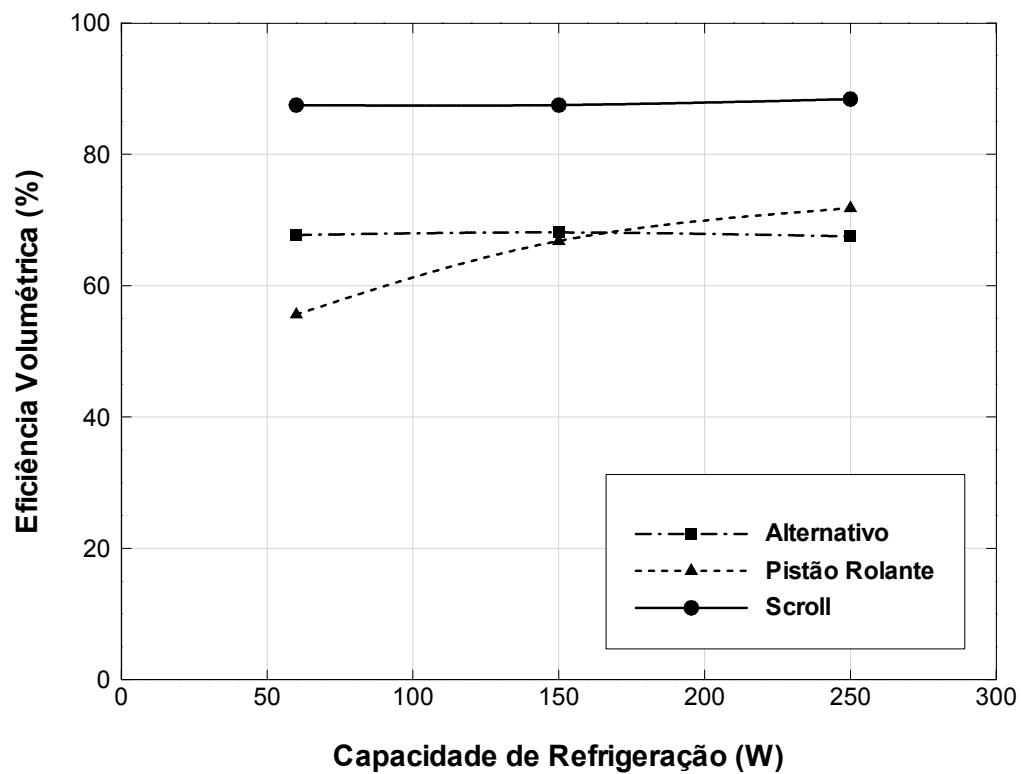


Figura 5.3 – Resultados de eficiência volumétrica para os três mecanismos de compressão.

Para entender o desempenho dos três compressores descritos acima, apresenta-se a seguir uma análise detalhada das principais perdas de capacidade e de energia associadas a vazamentos, reexpansão e válvulas.

5.2.1. Análise das perdas de capacidade

Antes de analisar as perdas no fluxo de massa, são oportunas algumas considerações sobre a avaliação de perdas devido ao volume morto na câmara de compressão. Analisando os efeitos desses volumes residuais, é possível se entender a forma distinta com a qual os mesmos afetam o desempenho de cada um dos diferentes compressores.

No caso dos compressores alternativos, a massa remanescente no volume morto, diminui a quantidade de massa efetivamente descarregada pelo compressor. Além disto, o gás no volume morto é reexpandido após o pistão passar pelo ponto morto superior, atrasando a abertura da válvula de sucção e, desta forma, reduzindo a quantidade de massa succionada. Esses dois efeitos afetam assim diretamente a eficiência volumétrica do compressor alternativo. Apesar disto, durante a reexpansão do gás, uma grande parcela da energia entregue durante o processo de compressão é devolvida ao mecanismo de acionamento do compressor, através do carregamento da pressão sobre a superfície do pistão.

Conforme mostrado na Figura 3.8, no compressor de pistão rolante o volume residual é formado por uma parcela remanescente do volume deslocado, somada aos volumes fixos do orifício de descarga e entre a ponta da palheta e o pistão, este último identificado na Figura 3.7. No final do processo de compressão a massa contida no volume residual expande para a câmara de sucção, restringindo a massa que é succionada e limitando, assim, a capacidade do compressor. Porém, em comparação com o compressor alternativo, a grande diferença ocorre sobre a eficiência isentrópica, já que a energia consumida para comprimir o gás remanescente na massa residual não retorna de forma útil ao compressor, comprometendo diretamente o seu desempenho termodinâmico.

No compressor *scroll*, a massa contida no volume residual não afeta a sua eficiência volumétrica. De acordo com as etapas ao longo do processo de compressão deste compressor, mostrado na Figura 1.7, é possível entender o que ocorre com a massa residual. Inicialmente, deve ser destacado que o gás contido no volume residual do compressor *scroll*, não entra em contato com o gás sendo admitido na câmara de sucção e, desta forma, não restringe o fluxo de massa succionado. Deste modo, a massa presente na última câmara de compressão, antes da união com a câmara de descarga, corresponde à massa succionada menos os vazamentos entre as câmaras até aquele ponto. Quando ocorre a união, a massa na última câmara de

compressão é somada à massa que se expande do volume residual da câmara de descarga, conforme pode ser visto na Figura 5.4, a qual ilustra a evolução da massa de uma câmara do compressor *scroll* com capacidade de refrigeração de 60 W. De acordo com a figura, no início do processo de descarga a massa na câmara é igual à massa succionada, somadas às contribuições positivas e negativas de vazamento, e adicionadas à massa residual da câmara de descarga. Ao final do processo de descarga, ocorre a união com a câmara de compressão do ciclo seguinte e a massa residual volta a ser expandida novamente. Percebe-se pelo exposto que o fluxo ideal succionado pelo compressor não é limitado pela presença do volume residual no compressor *scroll*. Mas, a energia consumida para comprimir a massa residual não retorna de forma útil ao compressor após a sua reexpansão, comprometendo diretamente a sua eficiência isentrópica.

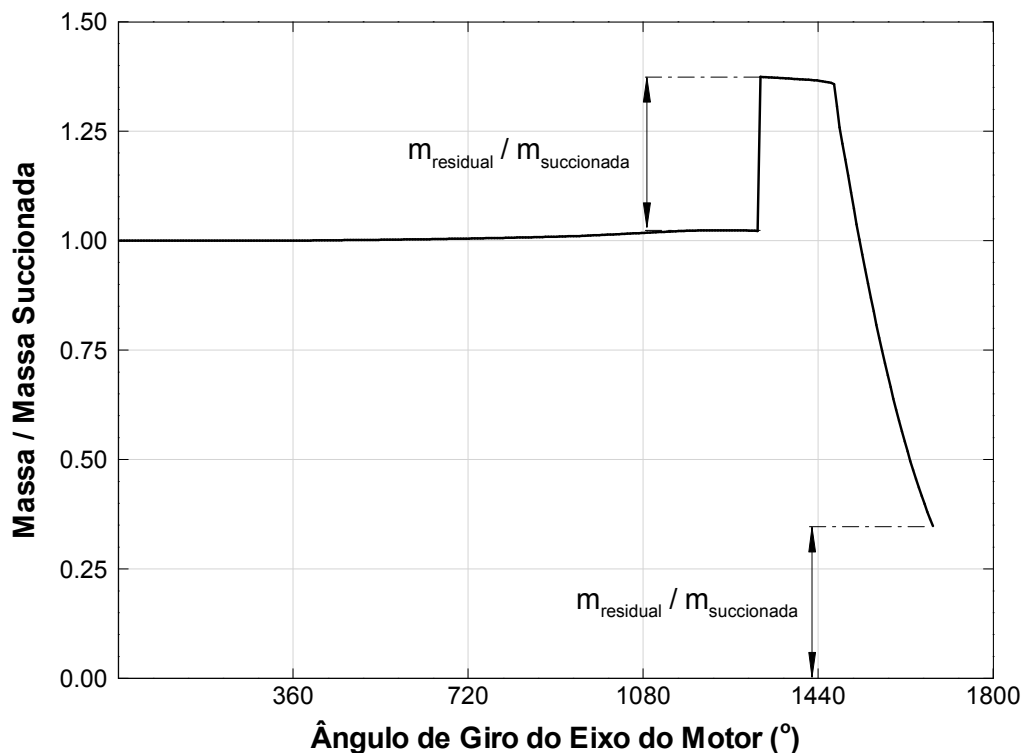


Figura 5.4 – Variação da massa durante o processo de compressão no compressor *scroll* (capacidade 60 W).

A fim de evidenciar o efeito do volume residual sobre o desempenho dos compressores, de acordo com suas particularidades, optou-se pela apresentação dos resultados de forma distinta para cada um deles. Neste sentido, no caso do compressor de pistão rolante, decidiu-se avaliar a influência do volume residual na forma de um vazamento de massa. Para o compressor *scroll*, o volume residual não afeta a eficiência volumétrica, e a influência sobre

a eficiência isentrópica será descrita na análise das perdas de energia. Já para o compressor alternativo, utilizou-se as equações descritas na literatura, e apresentadas nas seções 3.4.1, para avaliar o impacto do volume morto. Fazendo desta forma, é possível entender o real efeito do volume residual sobre o desempenho destes compressores.

As Tabela 5.2, 5.3 e 5.4 apresentam as principais perdas no fluxo de massa para os compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, respectivamente, juntamente com a influência destas perdas na eficiência volumétrica global, qualificadas através das equações descritas na seção 3.4.1.

Tabela 5.2 – Resultados de perdas no fluxo de massa e eficiência volumétrica no compressor alternativo.

Perdas no fluxo de Massa [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda devido ao volume morto	$\dot{m}_c / \dot{m}_{ideal}$	23,1	23,0	22,0
Perda por superaquecimento	$\dot{m}_{sup} / \dot{m}_{ideal}$	8,1	8,1	8,1
Perda por vazamentos	$\dot{m}_{vaz} / \dot{m}_{ideal}$	1,6	1,0	0,8
Outras perdas	$\dot{m}_{outros} / \dot{m}_{ideal}$	2,2	2,4	4,6
Ef. Vol. com volume morto	$\eta_{v,c}$	76,9	77,0	78,0
Ef. Vol. com $\dot{m}_{sup}, \dot{m}_{vaz}, \dot{m}_{outros}$	$\eta_{v,v}$	88,1	88,5	86,5
Eficiência volumétrica total	η_v	67,7	68,1	67,5

Tabela 5.3 – Resultados de perdas no fluxo de massa e eficiência volumétrica no compressor de pistão rolante.

Perdas no fluxo de Massa [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda por superaquecimento	$\dot{m}_{sup} / \dot{m}_{ideal}$	8,1	8,1	8,1
Perda por vazamentos	$\dot{m}_{vaz} / \dot{m}_{ideal}$	36,1	25,1	20,1
Outras perdas	$\dot{m}_{outros} / \dot{m}_{ideal}$	0,2	0,0	0,0
Ef. Vol. com $\dot{m}_{sup}, \dot{m}_{vaz}, \dot{m}_{outros}$	$\eta_{v,v}$	55,6	66,8	71,8
Eficiência volumétrica total	η_v	55,6	66,8	71,8

Tabela 5.4 – Resultados de perdas no fluxo de massa e eficiência volumétrica no compressor *scroll*.

Perdas no fluxo de Massa [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda por superaquecimento	$\dot{m}_{\text{sup}}/\dot{m}_{\text{ideal}}$	8,1	8,1	8,1
Perda por vazamentos	$\dot{m}_{\text{vaz}}/\dot{m}_{\text{ideal}}$	3,6	2,3	1,6
Outras perdas	$\dot{m}_{\text{outros}}/\dot{m}_{\text{ideal}}$	0,9	2,1	1,9
Ef. Vol. com $\dot{m}_{\text{sup}}, \dot{m}_{\text{vaz}}, \dot{m}_{\text{outros}}$	$\eta_{v,v}$	87,5	87,5	88,4
Eficiência volumétrica total	η_v	87,5	87,5	88,4

Devido à consideração de que a temperatura de sucção é a mesma nos três tipos de compressores, a influência das perdas por superaquecimento afeta igualmente a eficiência volumétrica dos mesmos, conforme mostrado nas tabelas. Deve ser observado que, quando comparada às demais perdas, a perda por superaquecimento é uma das principais restrições ao fluxo de massa bombeado pelo compressor, principalmente no caso do compressor *scroll*.

A principal fonte de ineficiência do compressor alternativo é a presença do volume morto, reduzindo em aproximadamente 23 % o fluxo de massa que o compressor seria capaz de bombear. Uma das consequências diretas deste aspecto é a necessidade de um volume deslocado maior, a fim de compensar as restrições geradas e garantir o mesmo fluxo de massa. Para a capacidade de 250 W, o compressor alternativo tem a menor eficiência volumétrica total devido ao volume morto, conforme mostrado na Figura 5.3.

Embora a presença do volume morto afete a eficiência volumétrica de forma significativa, não há um comprometimento da eficiência isentrópica do compressor. Na análise das perdas de energia, demonstra-se que parte da energia utilizada na compressão da massa residual do volume morto retorna ao sistema de acionamento. Desta maneira, mesmo com eficiências volumétricas baixas, os compressores alternativos podem apresentar eficiências isentrópicas elevadas, conforme mostram os resultados de desempenho na Figura 5.1, Figura 5.2 e Figura 5.3.

No caso do compressor de pistão rolante, a influência das perdas por vazamento sobre a eficiência volumétrica é muito superior àquelas dos demais compressores, correspondendo em média a uma redução de 25 % do fluxo de massa ideal, enquanto que tal redução atinge no máximo 1,6 % e 3,6 % nos compressores alternativo e *scroll*, respectivamente. Da mesma forma como no compressor alternativo, os vazamentos no compressor de pistão rolante implicam na necessidade de um volume deslocado maior do que o teoricamente necessário, a

fim de fornecer o fluxo de massa requerido. O impacto dos vazamentos é tanto maior quanto menor for a capacidade de refrigeração do compressor de pistão rolante. Em função do exposto, a eficiência volumétrica do compressor de pistão rolante é a menor dentre os três mecanismos de compressão, mesmo com a grande influência do volume morto sobre a eficiência do compressor alternativo. Por exemplo, para a capacidade de refrigeração de 60 W, o compressor de pistão rolante apresenta um volume deslocado 18 % maior do que o volume deslocado pelo compressor alternativo e 57 % maior em relação ao compressor *scroll*, conforme ilustrado na Figura 5.3.

Os valores percentuais das parcelas de vazamento aumentam com a redução da capacidade. Um dos mecanismos importantes que determina o fluxo de massa pelas folgas é a diferença de pressão através da folga, a qual se mantém independente da capacidade de refrigeração do compressor. Assim, um fator que reduz os vazamentos é a diminuição das áreas de passagem do escoamento originada pela redução geométrica do compressor em baixas capacidades. Todavia, observando os resultados, percebe-se que o efeito da diferença de pressão predomina sobre a redução das áreas de vazamentos. Quando a capacidade do compressor é reduzida, os vazamentos também são diminuídos mas não na mesma proporção, fazendo com que a sua contribuição percentual na perda de capacidade seja cada vez maior. Deve ser mencionado que outros fatores que afetam o vazamento, tais como viscosidade, solubilidade e velocidades relativas entre os componentes, foram mantidos constantes ao longo desta análise.

Como dito anteriormente, além de afetar a eficiência volumétrica, as perdas por vazamento comprometem diretamente a eficiência isentrópica do compressor de pistão rolante. Deste modo, os níveis elevados de vazamento apresentados por este compressor o tornam pouco competitivo para aplicação em baixas capacidades de refrigeração.

A fim de identificar os principais pontos de vazamento do compressor de pistão rolante, a Figura 5.5 apresenta os fluxos de massa através de cada uma das folgas, na forma de um percentual em relação ao fluxo de massa ideal.

Pode-se notar que o principal ponto de vazamento é a folga mínima, estando associado a mais da metade do vazamento total, ressaltando assim a importância desta folga no desempenho do compressor, como indicado por Gasche (1996). Outro ponto importante a ser considerado é o gás contido no volume residual, o qual representa, na média, uma perda de 9 % no fluxo de massa ideal, sendo assim a segunda fonte mais influente.

É possível perceber que a importância relativa das diversas perdas por vazamentos, principalmente através da folga mínima, diminui à medida que capacidade de refrigeração aumenta. Como sugerido pelo exame da Figura 5.1, esta queda faz com que o consumo de energia diminua e, conseqüentemente, aumente o COP_{PV}.

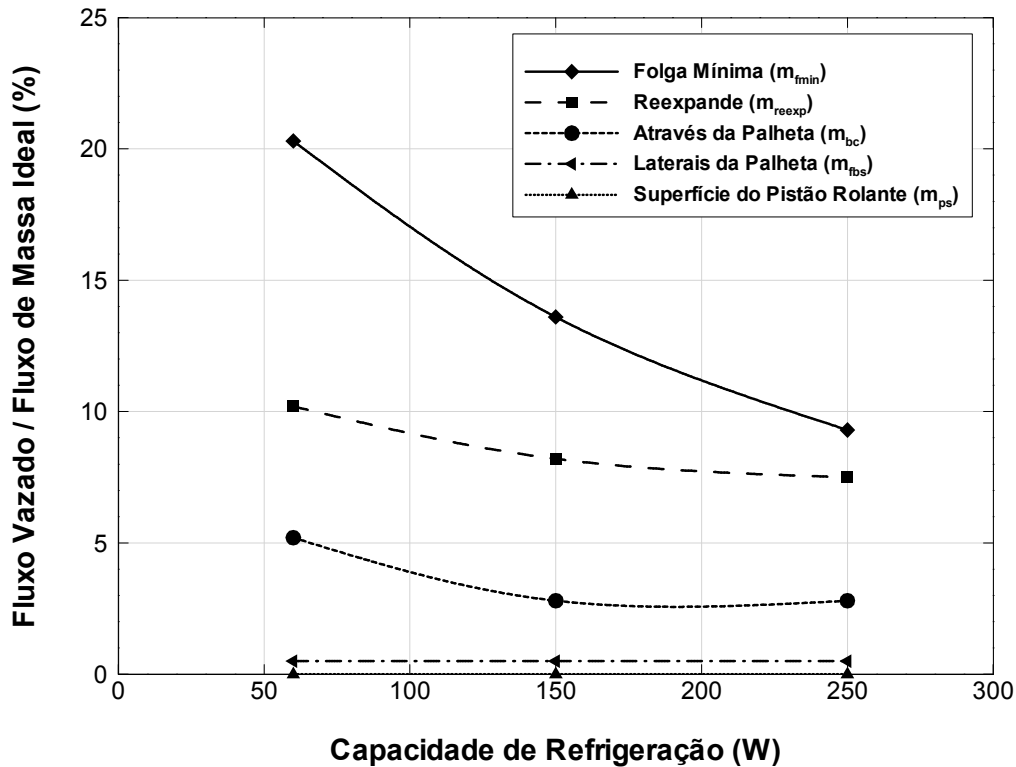


Figura 5.5 – Principais pontos de vazamentos no compressor de pistão rolante.

Diferentemente dos compressores alternativo e de pistão rolante, o desempenho volumétrico do compressor *scroll* não é afetado pelo volume residual. Além disto, as perdas por vazamentos são pequenas comparadas àquelas dos demais mecanismos e, assim, o compressor *scroll* é o que apresenta a melhor eficiência volumétrica.

5.2.2. Análise das perdas de energia

As Tabelas 5.2, 5.3 e 5.4 apresentam as principais perdas de energia para os compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*, respectivamente, de acordo com as equações descritas na seção 3.4.2.

Tabela 5.5 – Resultados das perdas de energia no compressor alternativo.

Perdas de Energia [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda na compressão	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	10,2	8,9	8,4
Perda na sucção	W_{suc}/W_{ind}	0,8	0,9	0,8
Perda na descarga	W_{des}/W_{ind}	0,4	0,4	0,4
Eficiência isentrópica	η_s	88,5	89,8	90,4

Tabela 5.6 – Resultados das perdas de energia no compressor de pistão rolante.

Perdas de Energia [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda na compressão	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	39,1	26,7	23,3
Perda na sucção	W_{suc}/W_{ind}	0,0	0,0	0,1
Perda na descarga	W_{des}/W_{ind}	1,9	2,5	2,6
Eficiência isentrópica	η_s	59,0	70,7	74,0

Tabela 5.7 – Resultados das perdas de energia no compressor *scroll*.

Perdas de Energia [%]		Capacidades de Refrigeração [W]		
		60	150	250
Perda na compressão	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	21,6	20,9	19,9
Perda na sucção	W_{suc}/W_{ind}	0,0	0,0	0,0
Perda na descarga	W_{des}/W_{ind}	0,2	0,2	0,2
Eficiência isentrópica	η_s	78,1	78,9	79,8

Como pode ser observado, o principal consumo de energia ocorre ao longo do processo de compressão, e compromete de forma significativa o desempenho dos compressores de pistão rolante e *scroll* em relação ao compressor alternativo.

No caso do compressor de pistão rolante, os altos níveis de vazamento são os principais responsáveis pelas perdas na compressão. Conforme descrito anteriormente, a energia necessária para comprimir a massa de refrigerante que vaza não retorna de forma útil ao mecanismo. Assim, o compressor de pistão rolante utiliza grande parte da energia total

consumida para comprimir uma quantidade de massa que não é posteriormente disponibilizada ao sistema.

Para mostrar o impacto dos vazamentos sobre as perdas por compressão no compressor de pistão rolante, a Tabela 5.8 foi preparada. Considerando um compressor com capacidade de refrigeração de 60 W, os resultados mostram o desempenho do compressor com e sem a presença de vazamentos. É importante mencionar que no caso da ausência de vazamento assume-se que não existem folgas, nem tão pouco volume residual. Como pode ser observado, na presença de vazamentos as perdas no processo de compressão totalizam aproximadamente 35% da energia consumida, enquanto que na ausência de vazamentos a potência perdida na compressão é reduzida para somente 4,2%.

Tabela 5.8 – Resultados dos compressores de pistão rolante com e sem vazamento (capacidade 60 W).

Perdas de Energia		Compressores de Pistão Rolante	
		Com Vazamentos	Sem Vazamentos
Eficiência volumétrica [%]	η_v	55,6	85,7
Perda na compressão [%]	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	39,1	4,2
Eficiência isentrópica [%]	η_s	59,0	95,1
COPpV [W/W]		1,66	2,68

A Figura 5.6 mostra o diagrama pV correspondentes aos dois casos analisados na Tabela 5.8. Através do exame da figura, pode-se verificar a redução na potência utilizada no processo de compressão, além da redução do volume deslocado necessário para bombear o mesmo fluxo de massa, no caso do compressor sem vazamentos. É importante ressaltar que a mesma análise foi realizada para as capacidades de 150 e 250 W, com os resultados apresentando o mesmo comportamento observado para a capacidade de 60 W. Desta forma, a redução dos níveis de vazamento é extremamente importante na melhoria do desempenho volumétrico e, de forma ainda mais importante, do desempenho energético do compressor de pistão rolante. Como já mencionado anteriormente, a importância relativa das perdas por vazamento para este compressor diminuiu à medida que a capacidade de refrigeração aumenta (Tabela 5.3), e isto está refletido nas variações das eficiências volumétrica, isentrópica e o COPpV com o aumento da capacidade mostradas nas Figuras 5.1, 5.2 e 5.3, respectivamente.

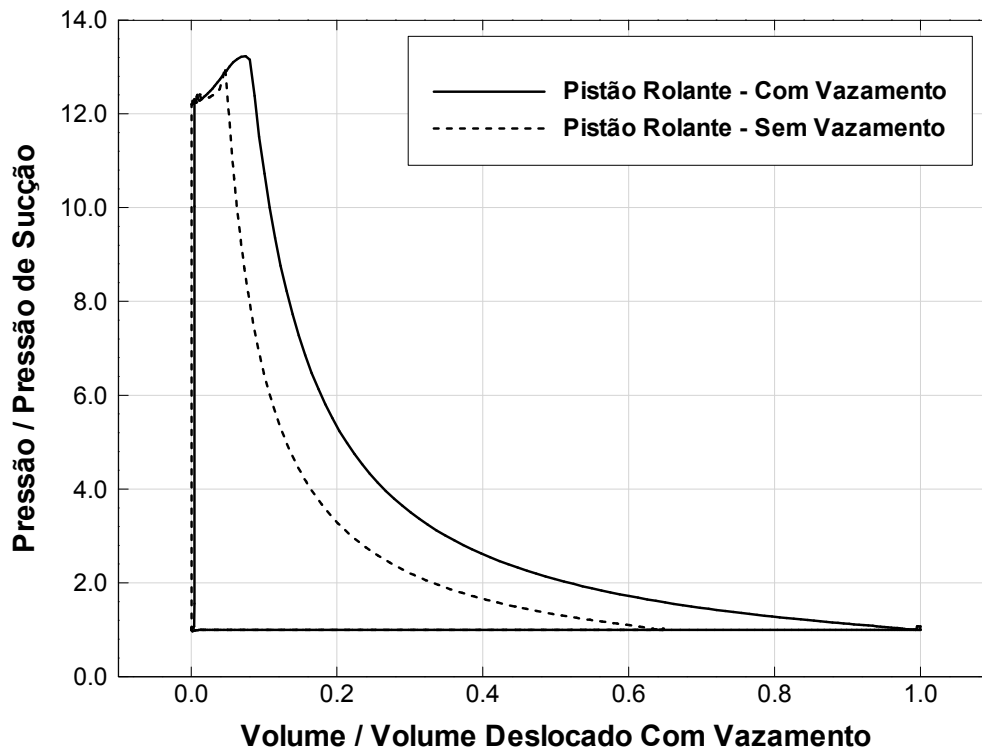


Figura 5.6 – Diagrama pV compressores de pistão rolante com e sem vazamento (capacidade 60 W).

Para o compressor *scroll*, constatou-se que a energia consumida para comprimir a massa do volume residual, a qual é posteriormente reexpandida, é responsável pela maior parte das perdas ao longo do processo de compressão. O processo de reexpansão ocorre no momento da união da última câmara de compressão com a câmara de descarga, fazendo com que ocorra um aumento súbito de pressão, conforme representado no diagrama pV da Figura 5.7. A partir do ponto da união das câmaras, o compressor comprime a massa na câmara resultante até o início do processo de descarga. No momento em que a espiral móvel atinge o ângulo de descarga em uma outra revolução do eixo, a união das câmaras ocorre novamente e a mesma quantidade de massa residual se incorpora à câmara de descarga formada, não sendo disponibilizada para o sistema. Em função do exposto, o trabalho necessário para comprimir a quantidade de massa residual não retorna de forma útil ao sistema.

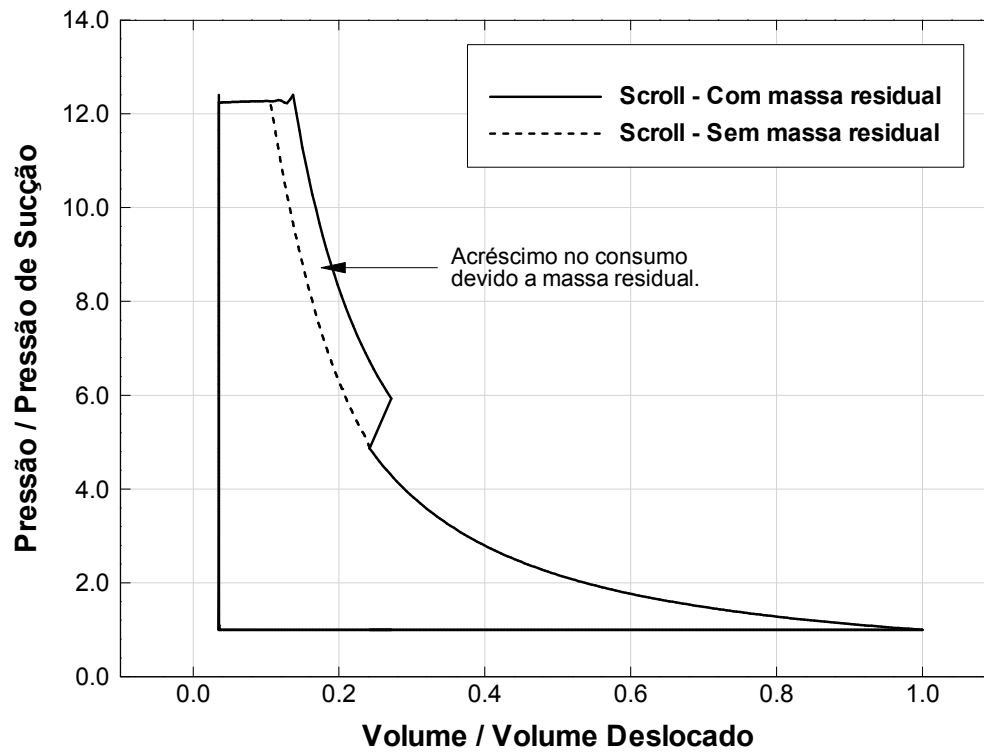


Figura 5.7 – Diagrama pV dos compressores *scroll* com e sem vazamento (capacidade 60 W).

A fim de entender o efeito da massa residual sobre o desempenho do compressor *scroll*, foi realizada uma análise de um compressor com capacidade de refrigeração de 60W, com e sem a presença de volume residual. Os resultados desta comparação são apresentados na Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Resultados dos compressores *scroll* com e sem vazamento (capacidade 60 W).

Perdas de Energia		Compressores <i>Scroll</i>	
		Com Massa Residual	Sem Massa Residual
Eficiência volumétrica [%]	η_v	87,5	87,5
Perda na compressão [%]	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	21,6	13,5
Eficiência isentrópica [%]	η_s	78,1	86,3
COPpV [W/W]		2,20	2,43

Pode-se notar que praticamente metade das perdas por compressão decorre da compressão da massa residual que não é aproveitada pelo sistema. Por outro lado, como havia sido discutido na análise das perdas no fluxo de massa, a eficiência volumétrica não é alterada pela presença do volume residual.

A partir do diagrama pV apresentado na Figura 5.7 para ambas as situações da Tabela 5.9, é possível verificar o acréscimo do consumo de energia resultante da compressão da massa residual, representado pelo aumento da área do diagrama, conforme indicado na figura.

Vale ressaltar que o modelo utilizado para descrever a variação do volume ao longo do processo de compressão é baseado na geometria de espirais com espessuras constantes, o que gera um maior volume residual. No entanto, no caso de compressores *scroll* comercialmente disponíveis no mercado, são feitas modificações na geometria final das espirais de modo a minimizar os volumes residuais, principalmente nos compressores que operam com razões de pressão elevadas. A Figura 5.8 apresenta este detalhe de projeto das espirais para compressores operando com razões de pressão elevadas, Figura 5.10 (a) e com razões de pressão baixas, Figura 5.10 (b).

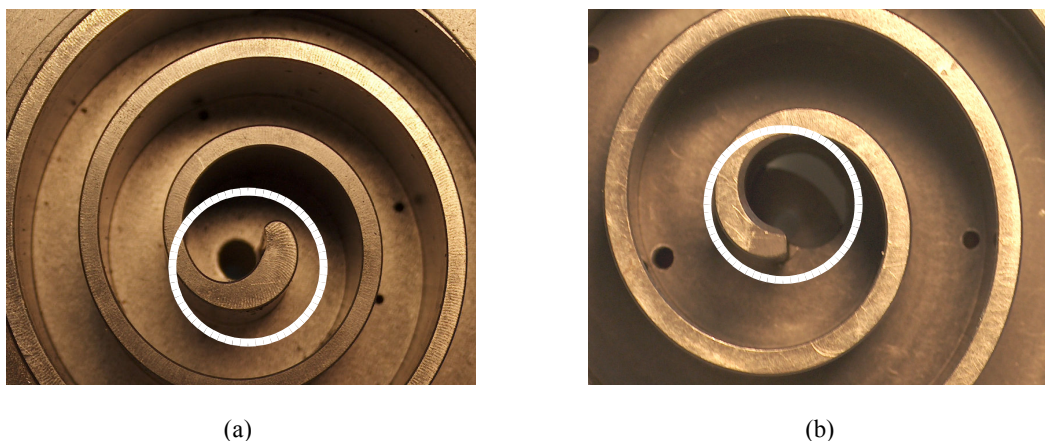


Figura 5.8 – (a) Espiral utilizada em altas razões de pressão. (b) Espiral utilizada em baixas razões de pressão.

Em relação ao compressor alternativo, as perdas na compressão são menores do que as apresentadas pelos compressores de pistão rolante e *scroll*. Como descrito anteriormente, as perdas elevadas no fluxo de massa devido à presença do volume morto reduzem a eficiência volumétrica, mas não se refletem em perdas de energia, como ocorre no compressor de pistão rolante. De fato, a energia consumida para comprimir a massa residual contida no volume morto, retorna em quase sua totalidade de forma útil ao mecanismo de acionamento, durante a expansão do gás. Isto não acontece nos compressores de pistão rolante e *scroll*, resultando em perdas de energia e, conseqüentemente, afetando diretamente a eficiência isentrópica dos mesmos.

Na Figura 5.9 é mostrada uma comparação entre os diagramas pV de um compressor alternativo com capacidade de 60 W, com e sem a presença de volume morto. Deve ser

mentionado que os diagramas pV resultantes foram sobrepostos de modo a facilitar a visualização das diferenças dos trabalhos de compressão (Área I) e dos trabalhos entregues pelo gás ao mecanismo de acionamento durante a expansão (Área II). Pode ser percebido que o maior trabalho realizado na presença do volume morto é devolvido, posteriormente, durante o processo de reexpansão do gás, de forma que o trabalho total é praticamente o mesmo em ambas as situações.

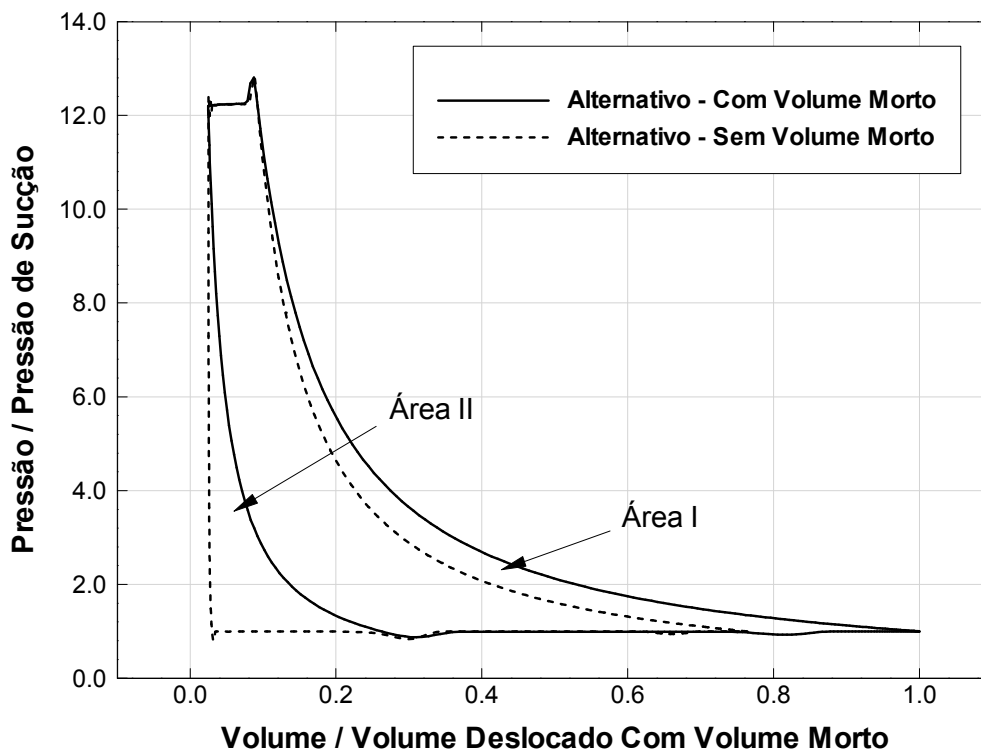


Figura 5.9 – Diagrama pV dos compressores alternativo com e sem volume morto (capacidade 60 W).

A Tabela 5.10 apresenta os resultados de coeficiente de performance COPpV, potência de compressão, eficiência isentrópica e volumétrica para ambas as situações testadas para a análise do efeito do volume morto. É possível se observar na tabela que a ausência do volume morto praticamente não altera o COPpV e a eficiência isentrópica, mas que aumenta consideravelmente a eficiência volumétrica.

Parte da diferença no COPpV pode ser explicada pela alteração no desempenho do sistema de válvula, devido a mudança do volume morto. De fato, para garantir a consistência das conclusões sobre o efeito do volume morto no compressor alternativo, em ambos os casos analisados procedeu-se a otimização dos parâmetros geométricos e da dinâmica das válvulas. No caso particular da válvula, a alteração do volume morto pode afetar a sua dinâmica de

forma considerável, alterando a potência consumida nos processos de sucção e descarga e, desta forma, o desempenho termodinâmico do compressor. Em Pereira (2006) é apresentada uma análise detalhada do efeito do volume morto em compressores alternativos, considerando dois fluidos refrigerantes e condição de refrigeração doméstica.

Tabela 5.10 – Resultados dos compressores alternativos com e sem volume morto (capacidade 60 W).

Perdas de Energia		Compressores Alternativos	
		Com Volume Morto	Sem Volume Morto
Eficiência volumétrica [%]	η_v	67,7	89,4
Perda na compressão [%]	$(W_{ef} - W_s)/W_{ind}$	10,2	9,1
Eficiência isentrópica [%]	η_s	88,5	89,8
COPpV [W/W]		2,49	2,53

As perdas devido aos sistemas de sucção e descarga são parcelas importantes no desempenho de compressores de refrigeração doméstica e diferem bastante de acordo com o tipo de compressor. Por exemplo, nos compressores de pistão rolante e *scroll* existe somente a presença de válvulas de descarga. Além disto, enquanto que a sucção no compressor de pistão rolante é realizada através de um orifício de sucção, no compressor *scroll* não existe tal restrição ao fluxo do fluido refrigerante, uma vez que a sucção se dá através de uma região com uma grande área de passagem.

Como descrito na seção 3.4.1, sobre perdas de energia no compressor, a região do diagrama pV abaixo da pressão de sucção refere-se à perda de energia no sistema de sucção. As Figura 5.10 e Figura 5.11 apresentam os diagramas pV para os três compressores em análise, em duas capacidades: 60 e 250 W, respectivamente. Ampliando a região da sucção dos diagramas pV referentes às duas capacidades de refrigeração, conforme realizado nas Figura 5.12 e Figura 5.13, respectivamente, é possível verificar o trabalho consumido no processo de sucção.

Examinando o processo de sucção dos três tipos de compressores, pode ser observado uma perda de energia significativa nos compressores alternativos, caracterizado pela queda acentuada de pressão em ambos os diagrama pV. Já no compressor de pistão rolante a única restrição ao escoamento é orifício de sucção e, desta forma, a queda pressão é perceptível somente no início do processo de sucção. Isto acontece devido ao contato inicial da câmara de sucção que possui uma pressão menor do que aquela do orifício de sucção. Por fim, no compressor *scroll*, como não a restrições significativas, o trabalho de sucção é desprezível.

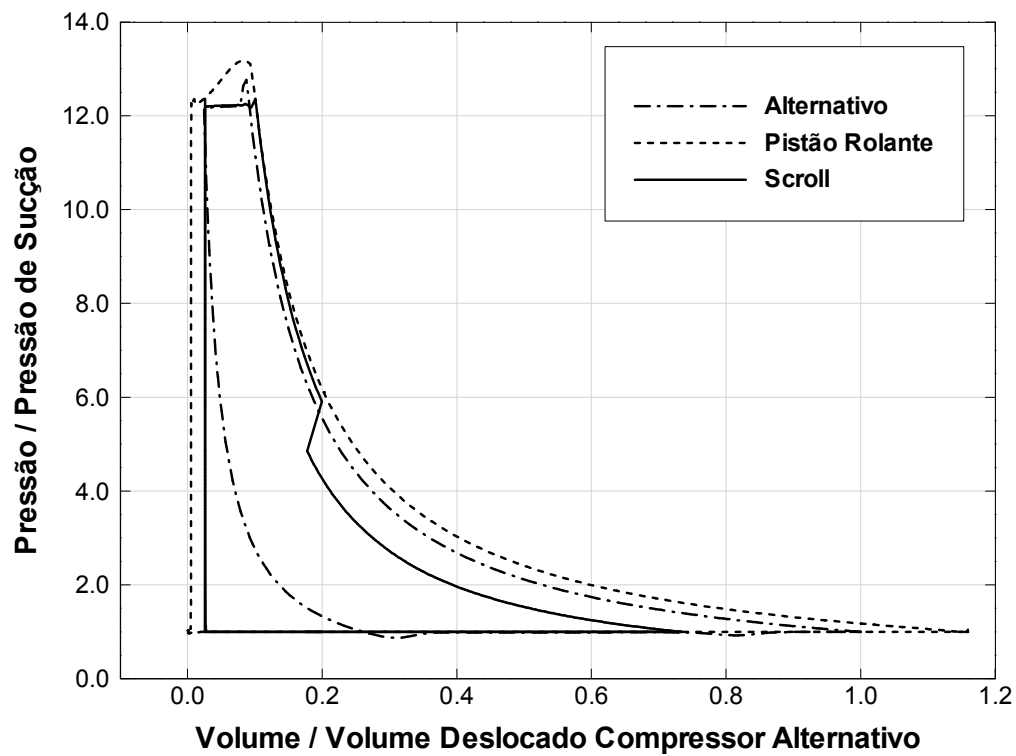


Figura 5.10 – Diagrama pV para a capacidade de refrigeração de 60 W.

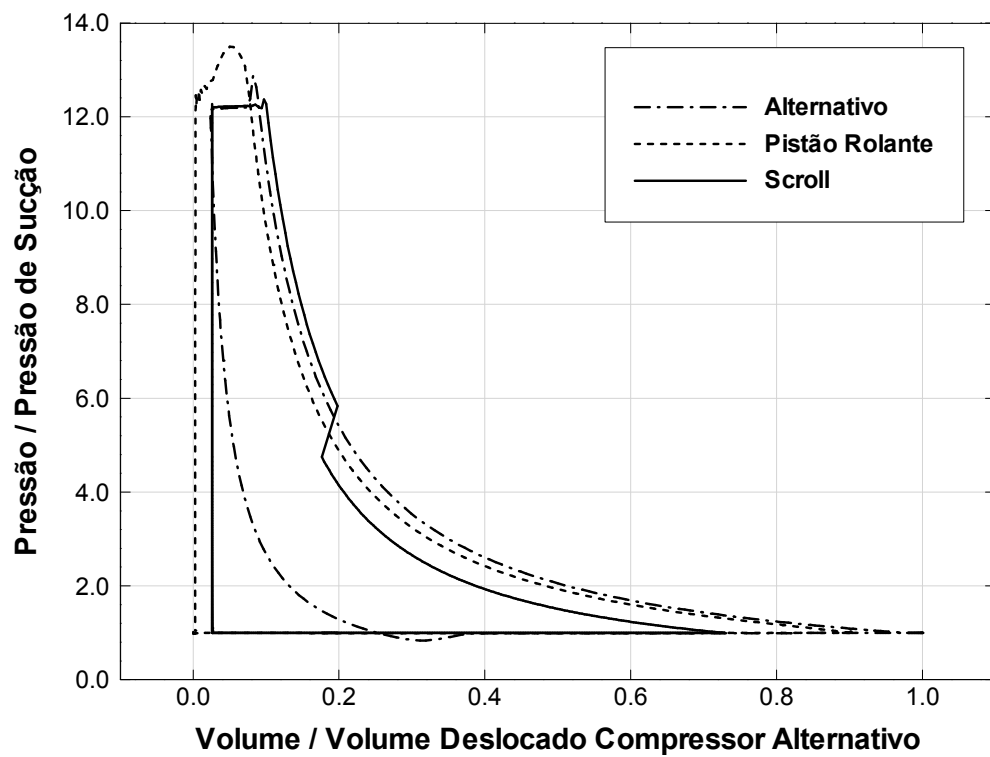


Figura 5.11 – Diagrama pV para a capacidade de refrigeração de 250 W.

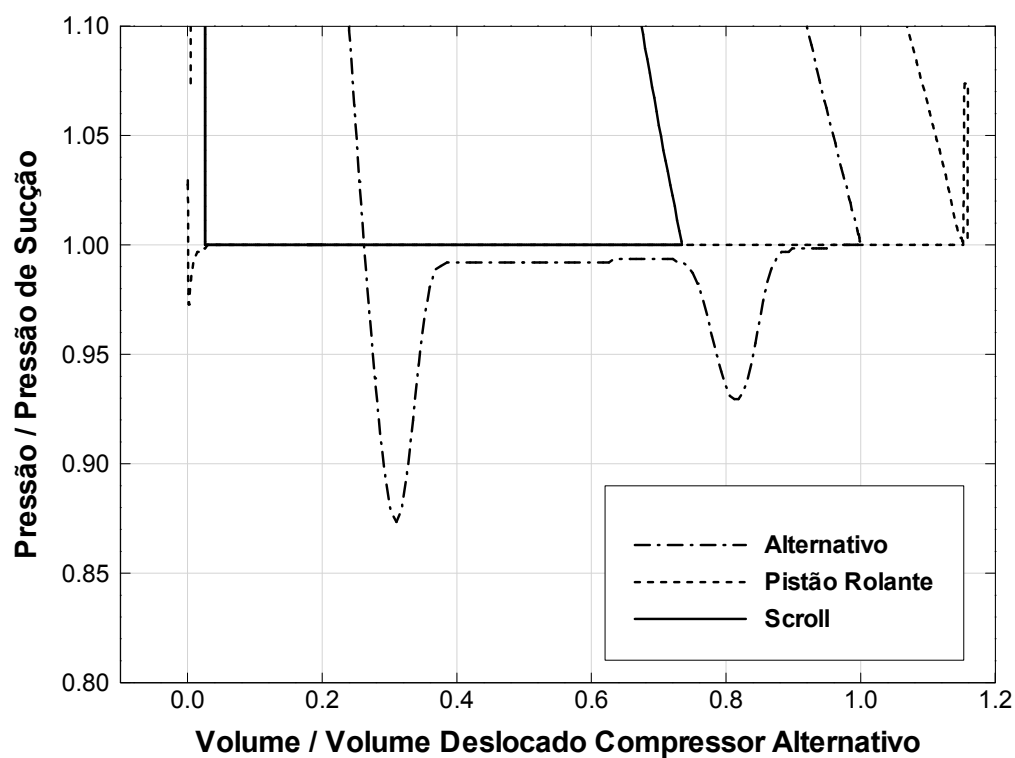


Figura 5.12 – Diagrama pV - Região das perdas na sucção (capacidade 60 W).

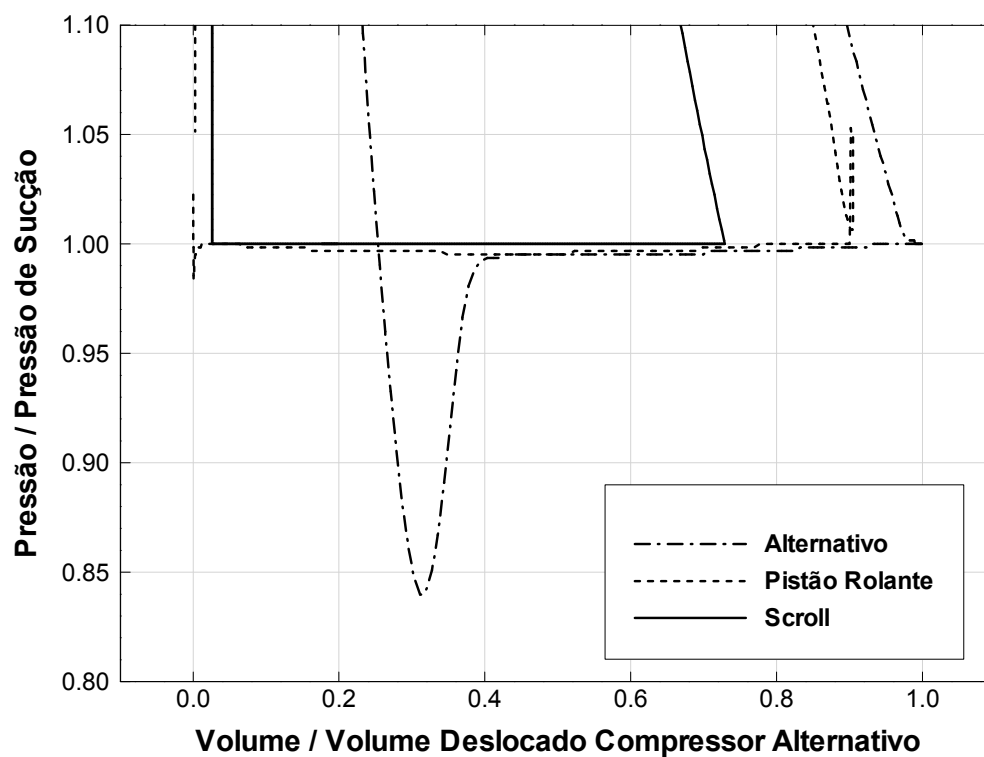


Figura 5.13 – Diagrama pV - Região das perdas na sucção (capacidade 250 W).

Por outro lado, analisando as perdas nos sistemas de descarga, observa-se uma parcela considerável destas perdas no compressor de pistão rolante em comparação com os demais. Deve ser destacado que, diferente dos sistemas de sucção, os sistemas de descarga dos três compressores necessitam de uma válvula para um funcionamento adequado, sendo que a dinâmica da válvula afeta a potência dissipada no processo de descarga de cada compressor.

Avaliando as válvulas de descarga de cada um dos compressores, foram encontradas diferenças nos seus desempenhos decorrentes de duas características fundamentais: i) área dos orifícios de passagem das válvulas e ii) tempo de abertura e fechamento das válvulas. Naturalmente, quanto maior a área de passagem do orifício da válvula menor será a perda de carga no escoamento. Por outro lado, diminuindo o período de tempo em que a válvula fica aberta, para uma mesma capacidade, os níveis de velocidade serão maiores e, novamente, aumentando a perda de carga.

A Figura 5.14 apresenta as áreas dos orifícios de descarga otimizados para os compressores de pistão rolante e *scroll* em relação às áreas obtidas para os compressores alternativos. Observa-se que a área dos orifícios de descarga referente ao compressor alternativo é em torno de dez vezes maior do que a área do compressor *scroll* e de quinze a trinta vezes maior do que as áreas do compressor de pistão rolante.

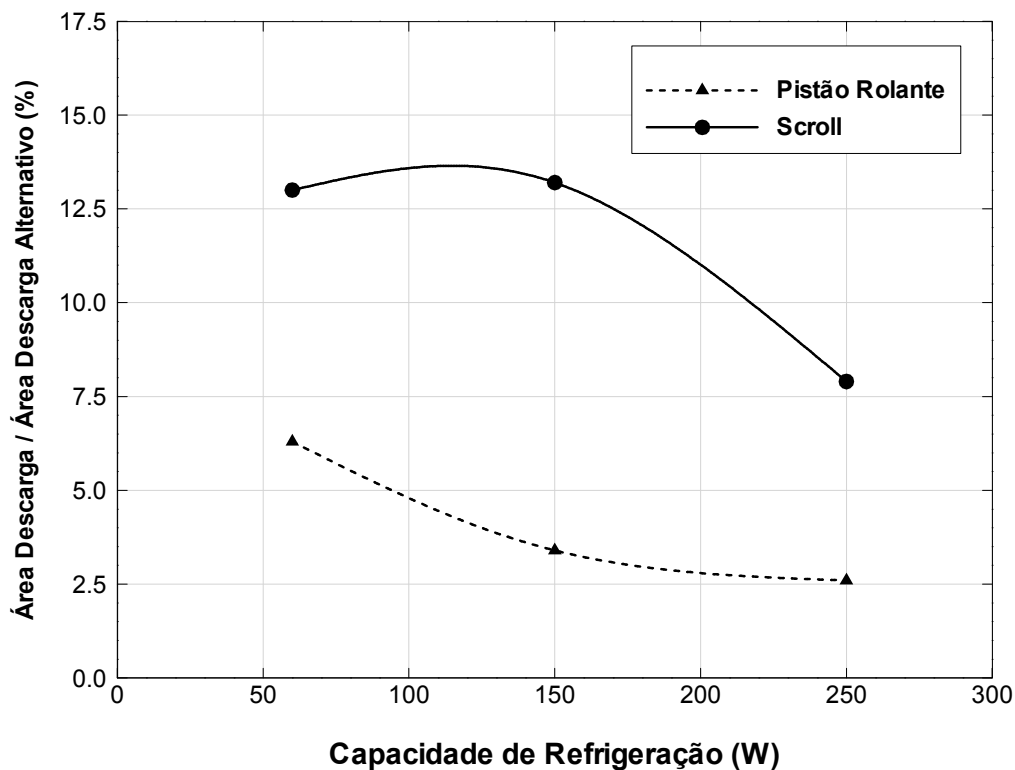


Figura 5.14 – Relação das áreas dos orifícios de descarga entre os mecanismos de compressão.

No entanto, a potência dissipada nos processos de descarga dos compressores não pode ser entendida simplesmente com base nas áreas dos orifícios de passagem, uma vez que o tempo total dos processos de descarga é também distinto em cada um deles. Por exemplo, no caso do compressor alternativo, em cada revolução do eixo do motor ocorrem os processos de sucção e de descarga do gás refrigerante, porém em intervalos distintos de tempo. Já no compressor de pistão rolante, o processo de sucção acontece em uma primeira revolução do eixo do motor e o processo de descarga na revolução seguinte. Finalmente, no compressor *scroll*, o processo de descarga ocorre ao longo de uma revolução completa do eixo do motor. Desta forma, é de se esperar que o tempo disponível para o processo de descarga seja maior em compressores *scroll* e menor em compressores alternativos. Isto é comprovado ao se calcular os tempos de abertura e fechamento das válvulas de descarga dos três compressores, verificando-se que em relação ao tempo de abertura da válvula de descarga do compressor alternativo, o tempo de abertura do compressor *scroll* é 7 vezes maior e 2 vezes maior no compressor de pistão rolante.

Analisando as perdas nos sistemas de descarga dos três compressores apresentadas nas Tabelas 5.5 a 5.7, pode-se concluir que a menor área do orifício da válvula do compressor *scroll* em relação ao compressor alternativo é compensada pelo seu maior tempo de abertura, resultando em perdas com valores próximos. O mesmo não acontece com o compressor de pistão rolante, pois o tempo de abertura não é tão mais elevado do que no compressor alternativo e, assim, a pequena área do orifício da válvula acaba por prevalecer e determinar uma perda de carga mais elevada.

Semelhante às perdas por sucção, a energia dissipada nos sistemas de descarga pode ser caracterizada no diagrama pV, desta vez através da região de sobrepressão, ou seja, a região onde a pressão é superior à pressão de descarga. A Figura 5.15 mostra uma visão ampliada do diagramas pV dos três mecanismos, considerando uma capacidade de 60 W, referente ao processo de descarga. Pode-se observar que o compressor de pistão rolante apresenta perdas bem superiores aos dois outros mecanismos, devido aos aspectos discutidos anteriormente.

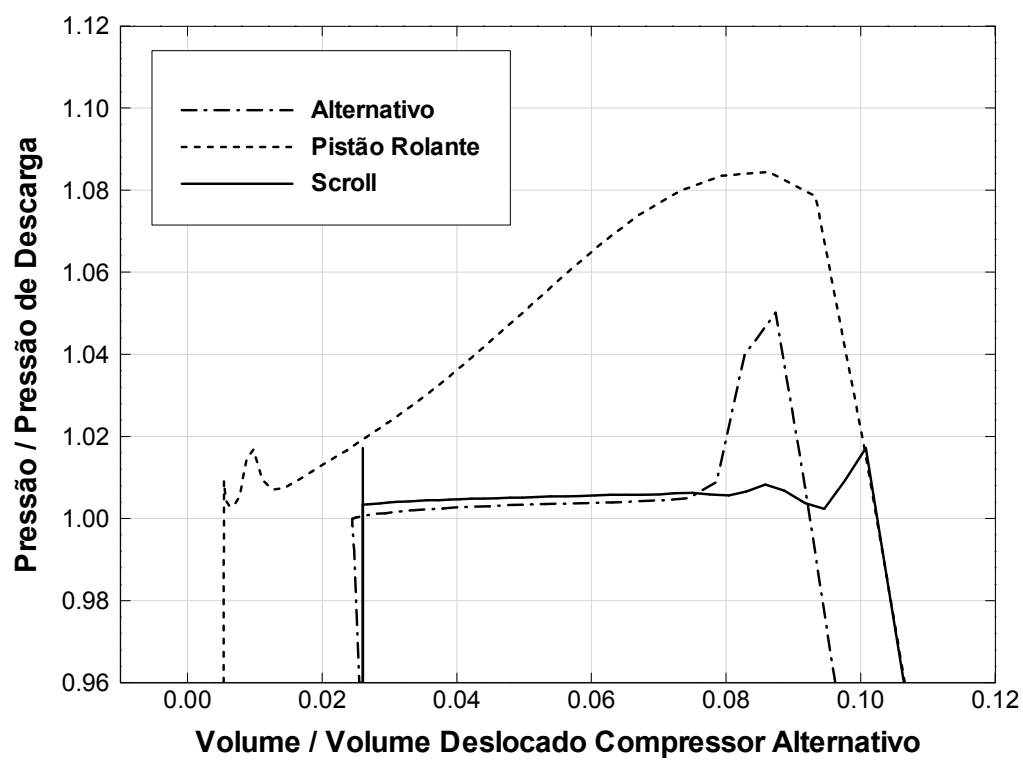


Figura 5.15 – Diagrama pV - Região das perdas na descarga (capacidade 60 W).

CONCLUSÕES GERAIS

O presente trabalho considerou uma análise comparativa do desempenho de três mecanismos de compressão, representados pelos compressores alternativo, de pistão rolante e *scroll*. A comparação foi realizada para três capacidades de refrigeração doméstica (60, 150 e 250 W), com todos os compressores operando com o fluido refrigerante R600a e em uma frequência de 50 Hz.

Modelos integrais foram adotados para a simulação do desempenho dos compressores, permitindo determinar o efeito de vazamentos e da dinâmica de válvulas, bem como caracterizar a variação das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao longo do processo de compressão.

Um ponto crucial para a viabilização da análise foi a validação dos modelos de simulação, realizada através da comparação dos resultados numéricos com dados experimentais do desempenho dos compressores obtidos em calorímetro. De forma geral, verificou-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais para os três compressores analisados.

Uma outra etapa fundamental do trabalho foi a otimização dos compressores em cada uma das condições escolhidas para a análise comparativa. Para tanto, foi desenvolvida uma metodologia de otimização, acoplada aos modelos de simulação, que permitiu a determinação dos parâmetros construtivos de cada um dos compressores que resultam no maior valor do coeficiente de desempenho COP_{PV}.

Os resultados das simulações permitiram a obtenção de gráficos para o coeficiente de performance COP_{PV} em função da capacidade de refrigeração para as três tecnologias de compressão. Além disto, foi possível identificar, através de uma análise detalhada das perdas de energia e no fluxo de massa, os pontos críticos de cada mecanismo de compressão. Tais informações são de grande auxílio no desenvolvimento de novos compressores e no entendimento dos diversos mecanismos de sua ineficiência.

A partir de uma análise detalhada das principais perdas no fluxo de massa, foi possível identificar que a principal causa da queda no desempenho volumétrico no compressor alternativo é a presença do volume morto, representando 66 % do total das perdas no fluxo de massa. Porém, tais perdas não se refletem em perdas de energia, permitindo que este tipo de

compressor, mesmo com baixas eficiências volumétricas, apresente o melhores valores de COP_{pV}. No caso do compressor *scroll* a presença do volume residual não afeta a eficiência volumétrica e, deste modo, apresenta a melhor eficiência volumétrica. No entanto, a massa residual associada ao volume morto é responsável por aproximadamente 50 % das perdas de energia no processo de compressão, fazendo com que o seu desempenho energético, representado pela eficiência isentrópica, seja inferior ao do compressor alternativo. Finalmente, no caso do compressor de pistão rolante, os níveis elevados de vazamento afetam tanto a sua eficiência volumétrica quanto a sua eficiência isentrópica, tornando-o a opção de menor atratividade para aplicação em refrigeração doméstica.

Em relação às perdas de energia na sucção, fica evidenciada a influência das características geométricas dos três compressores. No caso do compressor alternativo a presença da válvula de sucção gera as maiores restrições quando comparadas com os sistemas de sucção direta dos compressores *scroll* e de pistão rolante.

No processo de descarga, o compressor *scroll* apresenta as menores perdas, devido ao maior intervalo de tempo disponível para a descarga do gás, quando comparado aos compressores alternativo e de pistão rolante. Embora o compressor de pistão rolante tenha um tempo para o processo de descarga duas vezes maior do que o do compressor alternativo, a área de passagem de sua válvula é muito menor do que a do compressor alternativo, gerando assim as perdas mais elevadas dentre a de todos os compressores.

Em síntese, constatou-se que o compressor alternativo apresenta uma eficiência isentrópica elevada, devido a baixas perdas nos processos de compressão, de sucção e de descarga, quando comparado aos demais mecanismos de compressão, mesmo que o efeito do seu volume morto resulte na menor eficiência volumétrica. O compressor *scroll* apresenta uma eficiência volumétrica elevada devido a baixas perdas por vazamento, mas a presença do volume residual implica em uma eficiência isentrópica menor do que a do compressor alternativo. Finalmente, observou-se que o desempenho do compressor de pistão rolante é comprometido pelos níveis elevados de vazamentos, reduzindo drasticamente as suas eficiências volumétrica e isentrópica.

Desta forma, ao longo de toda a faixa de capacidade de refrigeração avaliada, o compressor alternativo apresenta o maior valor de COP_{pV} e, conseqüentemente, a melhor eficiência isentrópica, enquanto que o compressor de pistão rolante fornece o pior desempenho. Por outro lado, em relação à eficiência volumétrica, o compressor *scroll* apresentou o melhor desempenho, com o compressor alternativo sendo o de rendimento mais

baixo. Quando os compressores são analisados de forma isolada, verifica-se um aumento do COP_{pV} para todos à medida que a capacidade de refrigeração é aumentada.

Com o objetivo de aumentar a abrangência da presente análise e aperfeiçoar as técnicas de simulação empregadas, sugerem-se as seguintes atividades em trabalhos futuros:

- i. Incluir modelos que permitam determinar as perdas mecânicas dos compressores, de maneira a permitir também a comparação de suas eficiências mecânicas e dos seus desempenhos globais, COP;
- ii. Desenvolver um modelo matemático para simular o efeito da variação geométrica no final das espirais do compressor *scroll*, a fim de possibilitar a otimização da geometria, reduzindo o volume residual e aumentando a sua eficiência isentrópica;
- iii. Implementar a equação da conservação da energia no modelo de simulação do compressor *scroll*, de forma a permitir o estudo comparativo do efeito da transferência de calor nos três compressores;
- iv. Modelar o escoamento nos sistemas de sucção e descarga dos compressores, possibilitando determinar com maior precisão as perdas associadas a estes sistemas, incluindo perdas por superaquecimento;
- v. Fazer um levantamento experimental do perfil térmico dos compressores de pistão rolante e *scroll* sob diferentes condições de sistema, para uma estimativa mais precisa da temperatura de sucção nos três mecanismos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINETTI, N. P., SPADA, G., CIANETTI, S., **Mantle viscosity inference: a comparison between simulated annealing and neighborhood algorithm inversion methods.** Geophysical Journal International, Vol. 157, May, 2004, pp. 890 – 900.
- ANNAND, W. D. **Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines.** Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Vol. 177, 1963, pp. 973.
- BEJAN, A., **Advanced engineering thermodynamics.** Second Edition, A Wiley-Interscience Publication John Wiley & Sons, Inc., 1997.
- CAILLAT, J. L., NI, S., DANIELS, M. **A computer model for scroll compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1988, pp. 47 – 52.
- CHO, N. K., YOUN, Y., LEE, B. C., MIN, M. K. **The characteristics of tip leakage in scroll compressors for air-conditioners.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 2000, pp. 797 – 806.
- CHO, N. K., YOUN, Y., LEE, B. C., MIN, M. K. **The characteristics of tangential leakage in scroll compressors for air-conditioners.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 2000, pp. 807 – 814.
- COLLINGS, D. A., YAP, Z. K., HALLER, D. K. **Compressor mechanism comparison for R744 application.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 2002, C9-1.
- CORMEN, T. H., LEISERSON, C. E., RIVEST, R. L., STEIN, C., **Introduction to algorithms.** Second Edition, MIT Press and McGraw-Hill, 2001, pp. 790 – 804
- COSTA, C. M. F. N., FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T. **Considerations about the leakage through the minimal clearance in a rolling piston compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II, July, 1990, pp. 853 – 863.
- DEBLOIS, R. L., RICHARD, S. C. **Instrumentation and data analysis techniques for scroll compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1988, pp. 182 – 188.
- FERREIRA, R. T. S., LILIE, D. E. B. L., GASCHÉ, J. L., PRATA, A. T. **Bicylindrical coordinate formulation for the leakage flow through the minimal clearance in a rolling piston compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II, July, 1992, pp. 393 – 401.
- FERREIRA, R. T. S., **Relatório de pesquisa II.** Convênio EMBRACO/UFSC/FEESC, 1983.

- FERREIRA, R. T. S., **Relatório de pesquisa III**. Convênio EMBRACO/UFSC/FEESC, 1984.
- FOX, R. W., MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5^a ed., Rio de Janeiro: LTC, 2001, pp. 219 – 220.
- GASCHE, J. L. **Escoamento de óleo e refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- GRACE, I., DATTA, D., TASSOU, S. A. **Comparison of hermetic scroll and reciprocating compressors operating under varying refrigerant charge and load**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 2002, C6-2.
- GROLL, E. A., CHEN, Y., HALM, N. P., BRAUN, J. E. **Mathematical modeling of scroll compressors – part I: compression process modeling**. International Journal of Refrigeration, Vol. 25, 2002, pp. 731 – 750.
- GROLL, E. A., CHEN, Y., HALM, N. P., BRAUN, J. E. **Mathematical modeling of scroll compressors – part II: overall scroll compressor modeling**. International Journal of Refrigeration, Vol. 25, 2002, pp. 751 – 764.
- HAYANO, M., SAKATA, H., NAGATOMO, S., MURASAKI, H. **An analysis of losses in scroll compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1988, pp. 189 – 197.
- KIM, Y., PARK, Y. C., CHO, H., **Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection**. International Journal of Refrigeration, Vol. 25, 2002, pp. 1072 – 1082.
- KRUEGER, M., **Theoretical simulation and experimental evaluation of an hermetic rolling piston rotary compressor**. M.Sc. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA, 1988.
- LI, X., WANG, B., SHI, W. **A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute**. International Journal of Refrigeration, Vol. 28, June, 2005, pp. 958 – 966.
- LILIE, D. E. B., FERREIRA, R. T. S. **Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, July, 1984, pp. 1 – 6.
- LIMA, I. S., DESCHAMPS, C. J., **Modelação da transferência de calor em compressores do tipo espiral**. Proceedings of the 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, December, 2006, paper CIT 06-0755.
- LIU, Z., SOEDEL, W. **Modeling temperatures in high speed compressor for the porpoise of gas pulsation and valve modeling**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. IV, July, 1992, pp. 1375 – 1384.
- MATOS, F. F. S., **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

- MATSUZAKA, T., NAGATOMO, S. **Rolling piston type rotary compressor performance analysis.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1982, pp. 149 – 158.
- MAURI, G. R., **Resolução do problema de programação de tripulações de um sistema de transporte público via *simulated annealing*.** Relatório Técnico, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2003.
- METROPOLIS, N., ROSENBLUTH, A. N., ROSENBLUTH, M. N., TELLER, A. H., TELLER, E., **Equation of state calculation by fast computing machines.** Journal of Chemical Physics, Vol. 21, June, 1953, pp. 1087 – 1092.
- MODEFRONTIER, **ESTECO**, Version 3.1.0, 2005.
- MORISHITA, E., SUGIHARA, M., INABA, T., NAKAMURA, T. **Scroll compressor analytical model.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1984, pp 487 – 495.
- NIETER, J. J., GAGNE, D. P. **Analytical modeling of discharge flow dynamics in scroll compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1992, pp 85 – 96.
- OOI, K. T., WONG, T. N. **A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators.** Applied Thermal Engineering, Vol.17, 1997, pp. 65 – 78.
- OZU, M., ITAMI, T. **Efficiency analysis of power consumption in small hermetic refrigerant rotary compressors.** International Journal of Refrigeration, Vol. 4, September, 1981, pp. 265 – 270.
- PADHY, S. K., DWIVEDI, S. N. **Heat transfer analysis of a rolling-piston rotary compressor.** International Journal of Refrigeration, Vol.17, July, 1994, pp 400 – 410.
- PANDEYA, P. N., SOEDEL, W., **A generalized approach towards compressor performance analysis.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1978, pp. 135 – 143.
- PEREIRA, E. L. L., **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- POTTER, M. C., WIGGERT, D. C. **Mechanics of fluids.** USA: Prentice Hall, 1991, pp. 290 – 291.
- PRATA, A. T., FERREIRA, R. T. S., TODESCAT, M. L., FAGOTTI, F. **Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. IV, July, 1992, pp. 1419 – 1428.
- PUFF, R. **Simulação numérica do desempenho de compressores do tipo scroll.** Relatório de Engenharia, EMBRACO, 1990.

- PUFF, R., KRUEGER, M. **Influence of the main constructive parameters of a scroll compressor on its efficiency.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. I, July, 1992, pp. 107 – 117.
- PUFF, R., SOUZA, E. A. **Programa para análise do desempenho de compressores rotativo de pistão rolante.** Relatório de Engenharia, EMBRACO, 1994.
- REFPROP, **NIST Standard Reference Database 23**, Version 7.0, 2002.
- SEGARRA, C. D. P., RIGOLA, J., SÒRIA, M., OLIVA, A., **Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors.** International Journal of Refrigeration, Vol. 28, June, 2005, pp. 579 – 593.
- SILVA, E. C. M., **Otimização aplicada ao projeto de sistemas mecânicos.** Apostila, Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da USP, Dezembro, 2003.
- SOEDEL, W., **Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors.** Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1974.
- TODESCAT, M. L., **Transferência de calor laminar em válvulas de compressores.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1988.
- USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.
- VARELA, M. L. R., RIBEIRO, R. A., **Utilização de *simulated annealing* em otimização difusa.** Revista de Investigação Operacional, Dezembro, 2001, pp. 205 – 231.
- WISBECK, H. J., **Uma nova metodologia de solução para sistemas de mancais radiais em carregamento dinâmico incluindo atrito sólido e desgaste.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.
- ZENG, Q., MOUSKOS, K. C., **Heuristic search strategies to solve transportation network design problems.** Final Report to the New Jersey Department of Transportation And the National Center for Transportation and Industrial Productivity, Department New Jersey, New Jersey, USA, December, 1997, pp. 21 – 25
- ZHENQUAN, L., GUIRONG, D., JIANFENG, G., XIA, C., **Optimization of dimensional parameters of scroll compressor.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. II, July, 1996, pp. 651 – 656.